

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky



Vibro – akustická analýza železničního kola

Vibro-acoustic Analysis of Rail Wheel

Student:

Bc. Jan ZAMARSKÝ

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan SZWEDA, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra mechaniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Zamarský**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Vibro-akustická analýza železničního kola**  
**Vibro-acoustic Analysis of Rail Wheel**

Zásady pro vypracování:

1. Rešerše stavu poznání a způsobů řešení problematiky
2. Zjištění parametrů tlumicích materiálů
3. Analýza modálních vlastností kola
4. Analýza mechanických vibrací kola
5. Akustická analýza kola

Seznam doporučené odborné literatury:

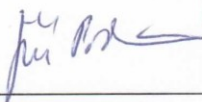
BREPTA, Rudolf. *Mechanické kmitání*. 1. vyd. Praha: Sobotáles, 1994, 589 s. ISBN 80-901-6848-5.  
NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1995, 389 s. ISBN 80-010-2246-3.  
HASSALL, J.R., K. ZAVERI a M. PHIL. *Acoustic Noise Measurements*. 5. vyd. Nearum: Bruel&Kjaer, 1988, 310 s. ISBN 87-87355-07-21-3.  
THOMPSON, D, Chris JONES a Pierre-Etienne GAUTIER. *Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control*. 1st ed. Boston: Elsevier, c2009, xv, 518 p. ISBN 00-804-5147-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Szweda, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: .....

.....

podpis studenta

**Prohlašuji, že:**

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – udílí díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- было sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě dne:.....

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan ZAMARSKÝ

Adresa trvalého pobytu:

Janovice 592, 739 11 Frýdlant n. O.

### ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZAMARSKÝ, J. Vibro – akustická analýza železničního kola, diplomová práce Ostrava; VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2013, vedoucí práce: Ing. Jan Szweda Ph.D.

Diplomová práce se zabývá výpočtem vibrací a řešení problému akustiky na geometrii železničního kola. Teoretická část této diplomové práce je zaměřena na chování metody konečných prvků (MKP) v oblasti vibrací, akustiky a tlumení. Také zde je zohledněno kritérium velikosti prvku a jeho volba, aby bylo dosaženo co nejpřesnějšího výsledku v nejkratším možném čase za použití nejnovějších produktů automatického zpracování dat. V dalším kroku této diplomové práce, je zaměřená na tlumení matematického modelu a jeho porovnání s reálným měřením. V praktické části je vyhodnocení vlivu velikosti elementu na výsledku modální analýzy. Po takto vybraném kritériu úloha pokračuje analýzou harmonickou mechanických vibrací a také akustického vyzařování kola. V rámci výsledků je vypočten mechanický vyzářený výkon, který je možno porovnat s akustickou analýzou, která je posledním krokem této diplomové práce.

### ANOTATION OF MASTER THESIS

ZAMARSKÝ, J. Vibro–acoustic Analysis of Rail Wheel, master thesis, VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2013. Thesis head: Ing. Jan Szweda, Ph.D.

This thesis deals with the calculation of vibrations and solution of acoustic problem on the geometry of railway wheels. The theoretical part of this thesis is focused on the behavior of the Finite Element Method (FEM) for vibration, acoustic and damping. Also, there is taken into account a criterion of the element size and its tuning to achieve the most accurate results in the shortest possible time using the latest data processing automation products. In the next step this thesis is focused on the control mathematical model and its comparison with the real measurement. The practical part is made the evaluation of the element size influence on the results of modal analysis. After choosing the most effective element sizing the task continues to harmonic analysis of vibrations and acoustic radiation of the wheel. Within the obtained results there is computed mechanically radiated power, which can be compared with the results of acoustic analysis, which is the last step of this thesis.

### Poděkování:

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Szwedovi Ph.D. za rady, připomínky a čas, který mi věnoval pro zpracování tohoto velmi zajímavého tématu. Dále také společnosti BONATRANS GROUP a. s. která poskytla nejen geometrický model, ale také umožnila řadu konzultací s pracovníky vědy a výzkumu.

## Obsah

Úvod	8
1. Teoretický rozbor a úvod do problematiky	9
1.1. Měření na reálné soustavě	10
1.2. Měření modelu železničního kola	11
1.3. Matematické modelování	13
2. Zjištění parametrů tlumicích materiálů	16
3. Analýza modálních vlastností kola	24
3.1. Vytvoření konečno – prvkového modelu	24
3.2. Nastavení okrajových podmínek	28
3.3. Vyhodnocení modální analýzy	29
4. Analýza mechanických vlastností kola	31
4.1. Nastavení analýzy mechanických vibrací kola	32
4.2. Vyhodnocení analýzy mechanických vibrací kola	35
5. Akustická analýza kola	36
Závěr	44
Seznam použité literatury	45
Seznam příloh	46

### Seznam použitých značek a symbolů

symbol	jednotka	název a nebo popis veličiny
$L_p$	dB	Hladina akustického tlaku
$p$	Pa	Akustický tlak
$p_0$	Pa	Referenční hodnota akustického tlaku $20\mu\text{Pa}$
$L_W$	dB	Hladina výkonu
$W$	W	Akustický výkon
$I$	$\text{W/m}^2$	Akustická intenzita
$v$	m/s	Akustická rychlost
$S$	$\text{m}^2$	Obsah akustické plochy
$z_0$	$\text{Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	Vlnová impedance prostředí
$W_0$	W	Referenční hodnota akustického výkonu $1\text{pW}$
$E$	Pa	Yankgoov modul pružností
$\mu$	-	Poisonovo číslo
$\xi_{\text{MAX}}$	m	Maximální hodnota křivky (rezonance)
$\xi_{\text{EF}}$	m	Efektivní hodnota křivky
$\Delta_\omega$	Hz	Šířka rezonanční křivky v oblasti efektivní hodnoty
$\Omega_i$	Hz	Vlastní kruhová frekvence
$\eta$	-	Ztrátový faktor



### Úvod

Vznik železniční dopravy jako takový považujeme za jeden z revolučních převratů ve vývoji lidstva. Železniční soupravy tažené lokomotivou s parním pohonem vydávaly silný hluk, především vlastní praní stroj a převod posuvného pohybu na rotační vydávalo tak silný hluk, že hluk od železničního soukolí respektive jeho pohybu po kolejích nebyl vůbec brán v potaz. Teprve s přechodem na pohonné jednotky na fosilní paliva a elektrický pohon se tyto pohonné jednotky značně ztišily. Železniční doprava však též mnohonásobně zrychlila. To má za následek neustále přesnější výrobu kolejových drah a kolejových souprav.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou hluku vzniklého odvalováním železničního kola po železničním svršku a souvisejícími vibracemi železničního kola, resp. železničního dvoukolí. Tento hluk – akustický tlak je vyzařován od železničních kol na člověka nejen na železničních perónech a nástupištích, ale i ve všech obydlených a průmyslových oblastech v blízkosti železničních cest. Neustálý rozvoj četnosti a rychlosti železniční dopravy vyvíjí tlak na snižování nežádoucích jevů, jakým bezesporu hluk je. K tomuto by měla být nápomocná i tato diplomová práce.

Cílem této diplomové práce je numerickou simulací zjistit akustické vlastnosti kola, tj. stanovit pole vyzařovaného akustického tlaku v okolí železničního kola, aby byly co možná nejpresnější s kritériem numerické simulace. K ověření numerické simulace budou provedeny simulace na jednoduchých vzorcích (modech), které budou ověřeny skutečným měřením. Ověření bude provedeno na vzorcích, kde použijeme model – nosník s tlumící hmotnou (pryž). Na tomto modelu provedeme numerickou simulaci, kterou následně porovnáme se skutečným měřením. Cílem je, aby tato simulace byla co nejpresnější a současně, aby vlastní matematické výpočty nebyly příliš zdoluhavé. Ověříme tedy, že připravená numerická simulace je správná. Takové řešení přinese velice efektivní praktický přínos pro řešení hluku vydávaného železničním dvoukolím, resp. jeho odvalováním po kolejnici.

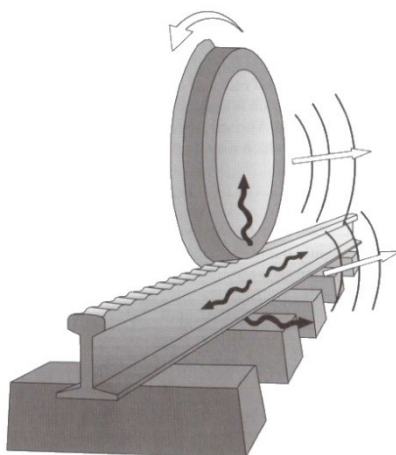
Výsledky praktické části této diplomové práce budou použity pro potřeby společnosti BONATRANS GROUP a. s. se sídlem Bohumín, Revoluční 1234. Tato firma vznikla v roce 1999 oddělením Závodu železniční dvojkolí od firmy ŽDB a.s. tato společnost byla založena v roce 1965 v tehdy státním podniku Železářny a drátovny Bohumín. Společnost BONATRANS GROUP a. s. se zabývá výrobou železničních kol a dvojkolí, je jedním z největších výrobců svého druhu na světě. Tato firma vyrábí surové nápravy kol a obručí, následně jejich obrábění a montáž. Firma BONATRANS GROUP a. s. vkládá také mnoho úsilí do oblasti výzkumu a vývoje kde v mnoha případech spolupracuje právě s Vysokou školou báňskou – Technickou univerzitou Ostrava.

Účelem této diplomové práce je přispět ke stanovení spolehlivého postupu vývoje železničního kola požadovaných hlukových parametrů na základně CAD/CAM procesů.

## 1. Teoretický rozbor a úvod do problematiky

Na celém světě je jen pár stovek jedinců velkých fandů železniční dopravy, který zvuk vydávané jízdou po kolejích svršku vnímají jako líbivý. Převážná většina však tento jev vnímá jako nežádoucí hluk. Akustický tak – tento jev odborně nazýváme, rozdělujeme na „líbivý“ ten nazýváme v českém jazyce zvuk a „nelíbivý“, nežádoucí tento nazýváme hluk, tento jev se snažíme odstranit nebo alespoň co nejvíce snížit.

. Zejména při vysokých rychlostech železničních soupravy se za dominantní považuje hluk aerodynamický. Tato diplomová práce se však bude zabývat hlukem železničního kola odvalujícího se po kolejnici, tedy valením. Tento hluk považujeme za rovněž velice významný. Tento jev je způsoben drsností železničního kola a kolejnice a při jejich vzájemném kontaktu vznikají vertikální vibrace. Viz obrázek 1.



**Obrázek 1 - Zobrazení vzniku vibrací odvalováním**

Hluk způsobován vibracemi je eliminován finálním broušením obou styčných ploch. Kolo tak i kolejnice má pro tento vznik hluku svůj podíl a to je nutno brát v potaz. Také je nutno podotknout, že s rostoucí rychlostí vlaku se tento zvuk posouvá do vyšších kmitočtů. Se srovnáním s jiným zdroji hluku bylo tomuto jevu dáno největšímu významu. U tohoto zdroje odvalování je nutno také brát v potaz, že vlak projíždí také po různých vyhybkách kdy může zatočit což je pro hluk odvalování nejhorší možný jev, kdy kolo může tak zvané „kvílet“. To je způsobeno nestabilní rezonancí kola. Jedná se o stav, kdy frekvence budící je rovna frekvenci vlastní.[8] [9]

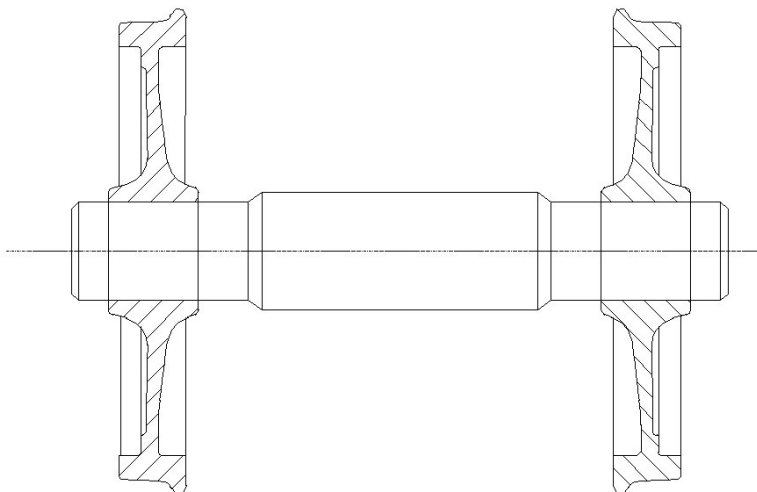
### 1.1. Měření na reálné soustavě

Pokud se rozhodneme tento hluk měřit a zkoumat přímo na reálné soustavě, náklady vyrostou do astronomické výše. Pro vlastní měření potřebujeme železniční kolejovou soupravu, železniční svršek a následné měřicí zařízení – mikrofony, tenzometry, akustické kamery pro následné vyhodnocování analyzátor a výpočetní techniku. Železniční kolejová vozidla používají několik druhů dvoukolí, navíc s různou geometrií železničních kol. Měření by se muselo realizovat několik pro každý typ, následná data dále zpracovat, což by vedlo k velmi vysokým nákladům. Snažíme se proto tuto činnost nahradit matematickým modelováním, jehož náklady jsou mnohonásobně nižší.

Pro samotnou experimentální akustiku se volí jako snímače citlivé mikrofony nebo sonda akustické intenzity, nebo akustická kamera, což jsou mikrofony uspořádané v poli do soustavy. Tato kamera slouží především k zjišťování zdrojů zvuku a jeho šíření. Velkou výhodou je, že lze tyto data snáze převádět do grafických podob. Sondu akustické intenzity tvoří dva stejné mikrofony, uložené proti sobě vzdálené o definovanou vzdálenost. Sonda pak porovnává naměřené rozdíly mezi mikrofony a tím pak lze určit zdroj zvuku a jeho intenzitu.[4]

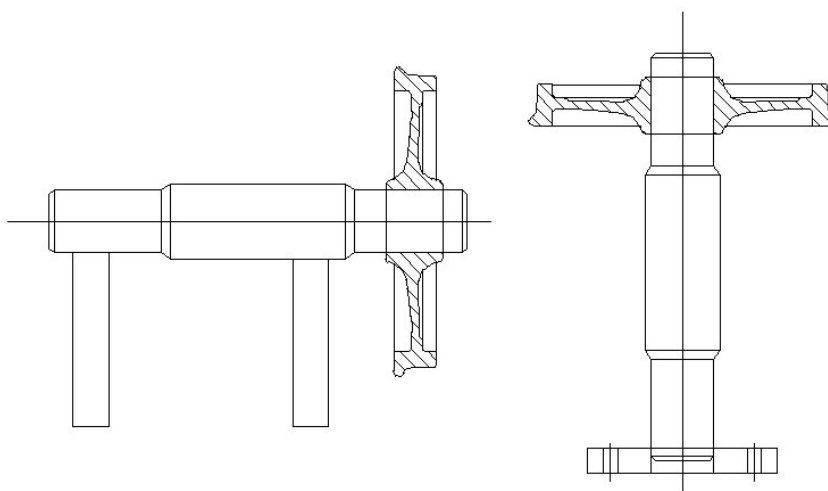
## 1.2. Měření na modelu železničního kola

Pro další možnou metodu měření je nutno mít skutečný model železničního kola, popřípadě dvojkolí, což tvoří dvě nalisována kola na hřídeli, na kterých se může provádět jak mechanické zkoušky, tak zkoušky dynamické viz obrázek 2. Zjišťují se modální parametry, reakce na vybuzení a jeho tlumení.



Obrázek 2 – Železniční dvojkolí

Alternativně lze měřit kolo jak samotné nebo kolo nalisované na hřídeli. Při měření železničního kola samotného je kolo volně umístěno, tedy visí například na popruzích přes lisovaný průměr a simuluje se tak volná Experimentální modální analýza. Další možné měření můžeme provést s kolem nalisovaným na hřídeli, přičemž měření můžeme provést ve dvou polohách. První poloha je vodorovná, druhá je ve směru svislém na stojany tak, aby se kolo nedotýkalo podlahy ve směru svislém, viz obrázek 3. Ideální je toto akustické měření provádět v bezdozvukové komoře, velmi náročná je však samotná příprava takového měření.



Obrázek 3 - Měřící polohy železničního kola

Před měřením samotným musíme předem definovat veličiny a jejich rozsah, na základě kterého určíme snímače, které budou umístěny na železničním kole. Celou soustavu

budeme budit axiálně nebo radiálně, pro takové buzení použijme speciální modální kladívko, které je připojené k analyzátoru, kde je rovněž připojen akcelerometr. K tomuto analyzátoru je pak připojen také počítač s potřebným softwarem, kde je zaznamenáván úder a jeho následná odezva. Samozřejmostí je, že ve vyhodnocovacím softwaru máme nachystanou geometrii. Nutností je pak na této geometrii zaznamenat kde je umístěn akcelerometr a také kde je soustava kladívkem buzena. Pro přesnější měření je nutno zvolit více budících bodů. Po měření je nutno najít rezonanční špičky a z nich pak následně odečíst vlastní tvary. O jejich vizualizaci se pak stará příslušný specializovaný software.

Úlohu lze rovněž řešit tak, že modální kladívko nahradíme dynamickým budičem, který rovněž celou soustavu vybudí. Dynamický budič, jehož řízení ovládáme rovněž specializovaným softwarem s vizualizací síly a frekvence vibrací. Nutností je však potřeba přesného ustavení budiče na speciálním stojanu a spojit s měřenou soustavou. Při takto prováděných měřeních můžeme zjistit vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů. Také z rezonačních křivek celé soustavy lze určit tlumení. Tlumení lze vypočíst dle rovnice číslo 1.2.1.

$$\xi_{EF} = \frac{\xi_{MAX}}{\sqrt{2}} \quad (1.2.1)$$

$$b_r = \frac{\xi_{EF}}{2 \cdot \Omega_1}$$

$\xi_{EF}$  Efektivní hodnota křivky

$\xi_{MAX}$  Maximální hodnota křivky

$b_r$  Tlumící součinitel

$\Omega_1$  Vlastní kruhová frekvence

### 1.3. Matematické modelování

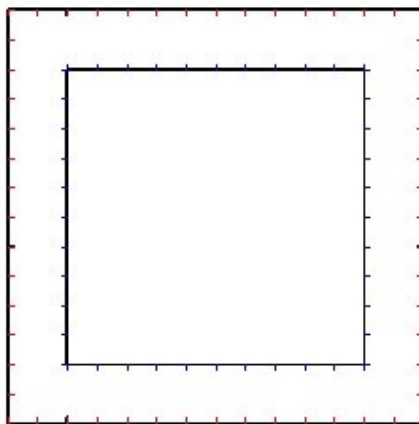
Metodu matematického modelování můžeme použít pro celou řadu úloh, zjišťování různých veličin pro různá tělesa a jejich částí. Pro použití matematického modelování je nejvhodnější použít numerickou metodu konečných prvků (dále jen MKP).

Tato metoda spočívá v řešení parciálních diferenciálních rovnic, metoda je nejčastěji užita pro simulaci úloh fyzikálních polí, vlastních frekvencí a tvarů, proudění tepla nebo elektromagnetických jevů. Největší výhodou matematického modelování na rozdíl od dvou výše popsaných metod je, že vlastní výrobek, hmotné těleso vůbec nepotřebujeme. Vše je prováděno jako simulace. Tato metoda je ekonomicky efektivní je však potřeba dbát velký důraz na optimalizaci matematického modelování a především na kontrolu výsledků, respektive ověření výpočtu s předpokládanými nebo očekávanými výsledky. Výhodou je, když můžeme výsledek na námi sestaveném matematickém modelu ověřit s daty na skutečném naměřením tělese, jak je uvedeno v kapitole 2 této diplomové práce.

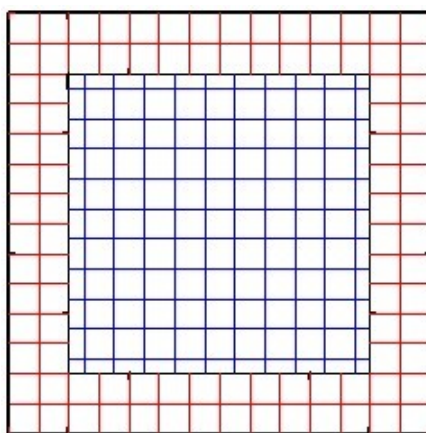
Numerická metoda MKP nahrazuje geometrii určitým počtem elementů. Čím je počet elementů větší, tím dostaneme přesnější výsledek, avšak samotná simulace, neboli výpočet bude delší. Proto je nejdůležitější volit počet elementů pro patřičnou geometrii co nejoptimálněji. Element se skládá z uzlů, které jsou spojeny navrženou geometrickou sítí mezi sebou. Takto pokryjeme celý geometrický model elementy s uzly a vytvoříme na daném tělese geometrii takzvanou konečno-prvkovou síť.

MKP řeší danou úlohu tak, že počítá hodnoty pro definované stupně volnosti v těchto uzlech, ze kterých se pak počítá napětí, popřípadě vlastní frekvence a tvary kmitů.

Řešení vibro – akustické analýzy numerickým modelováním je řešeno pomocí objemů, objem tělesa a objem prostředí, ve kterém se akustický tlak dále šíří (většinou vzduch). Pro řešení akustické analýzy je možné použít dvojí metodu. Je možné použít metodu konečných prvků (MKP) anebo také metodu hraničních prvků. Metoda hraničních prvků je metoda spočívající v určení elementů pouze na povrchu součástí nebo soustavy, tím se značně redukuje řešená úloha. Následně je třeba nahradit prostředí dalšími elementy, to je pro úlohu hraničních prvků ve formě plochy o určité vzdálenosti od povrchu dané součásti, poté je provedena interpolace do prostoru. Kdybychom řešili tuto úlohu pomocí MKP, je nutné vytvořit vždy objemové prvky, jak pro součást, tak i pro prostředí ve kterém se nachází.



**Obrázek 4 - Princip Metody hraničních prvků**



**Obrázek 5 - Princip Metody konečných prvků**

Na obrázku číslo 2 je modrou barvou vyznačena plošná síť, červenou barvou pak plošná síť hranice kde zjišťujeme hladinu zvuku. Vzdálenost těchto vysíťovaných ploch je minimální. Obrázek číslo 3 pak zobrazuje Metodu konečných prvků kdy je modrou barvou vysíťován objem tělesa a červenou barvou pak prostor kolem tělesa. Tento prostor musí být vzdálen od tělesa o vzdálenost 1 vlnové délky největší vlastní kruhové frekvence.

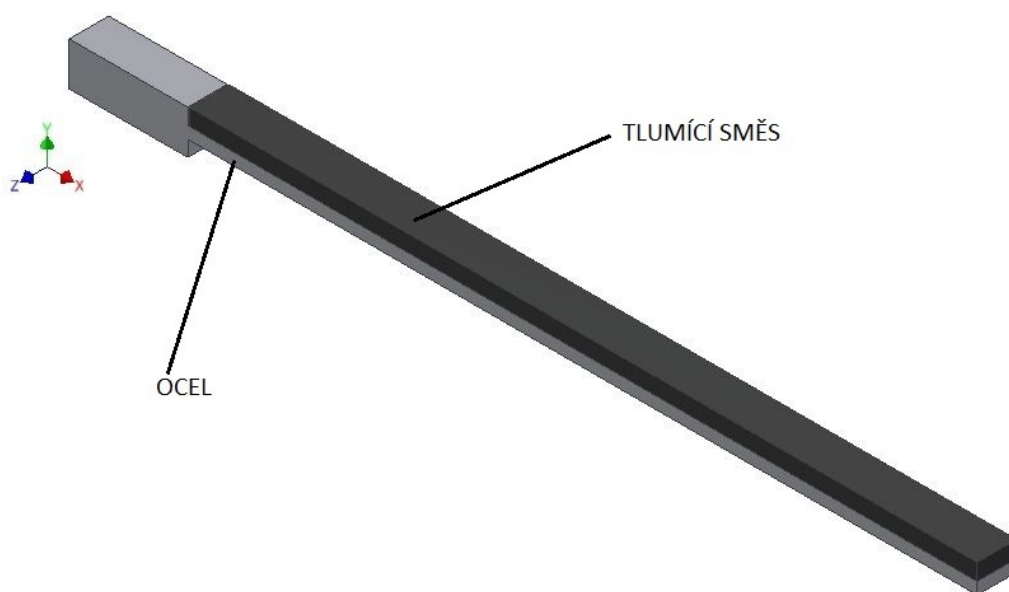
Při použití numerické metody se vždy snažíme dostat co nejpřesnějších výsledků, mnohdy nám ke kontrole pomohou data z experimentu, abychom je mohli porovnat. Toto vyhodnocení není vždy úplně přesné, protože v numerické metodě si úlohu zjednodušujeme o geometrické nepřesnosti, různé materiálové vady a s tím související nevývahy, a také materiálové tlumení, což někdy zanedbáváme. Například řešení modální analýzy pomocí numerické matematiky metodou MKP, kde se nastavuje hustota, modul pružnosti a Poissonovo číslo. U měření pomocí akcelerometru a kladívka, experimentální modální analýzy popsané v bodě 1.2 této diplomové práce, hraje roli daleko více proměnných. Z těchto důvodů měly být data z metody konečných prvků vyšší. V případě harmonické analýzy již zde má svou roli také tlumení. O problematice tlumení bude zmíněno níže v kapitole 2 této diplomové práce.

Právě z výše uvedených předpokladů bude zvolena pro tuto diplomovou práci – „Vibro – akustika železničního kola“ numerickou metodu konečných prvků. Kdy na geometrickém modelu bude voleno co nejoptimálnější řešení konečno-prvkové sítě. Z důvodu počtu použití této metody a dalšího použití geometrických částí a také pro velmi dobrou vizualizaci a pohodlné zpracování požadovaných výsledků.



## 2. Zjištění parametrů tlumicích materiálů

Pro výpočet modální a harmonické analýzy železničního kola dle zadání, bylo nutno ověřit metodu konečných prvků (dále jen MKP) softwaru v oblasti tlumení. Jako příklad byl použit jednoduchý nosník s navulkanizovanou tlumicí hmotou (pryž). Prvním krokem byla modální analýza, jak pro nosník bez tlumicí hmoty tak s tlumicí hmotou. Výsledná data pak budou porovnány s literaturou [6]. Z této literatury byly také převzaty data, jako materiálové vlastnosti a součinitel tlumení pro ocel a pro pryž. Všechna data byla odečtena pro referenční teplotu (23 stupňů Celsia). Následně pak budou hodnoty odečteny z grafů v harmonické analýze.



Obrázek 6 - Model nosníku s tlumicí hmotou

### Rozměry nosníku

Celková délka 230 mm, šířka 10 mm, tloušťka 3 mm, délka osazení 30 mm,  
výška osazení 4 mm, výška tlumicí hmoty 4,2 mm

### Nastavení modální analýzy

- řešeno pouze 6 ohybových tvarů
- výpočtový rozsah 0 – 5000Hz
- výpočtová metoda Block Lanczos pro netlumené vlastní frekvence
- výpočtová metoda Dumed pro tlumené vlastní frekvence

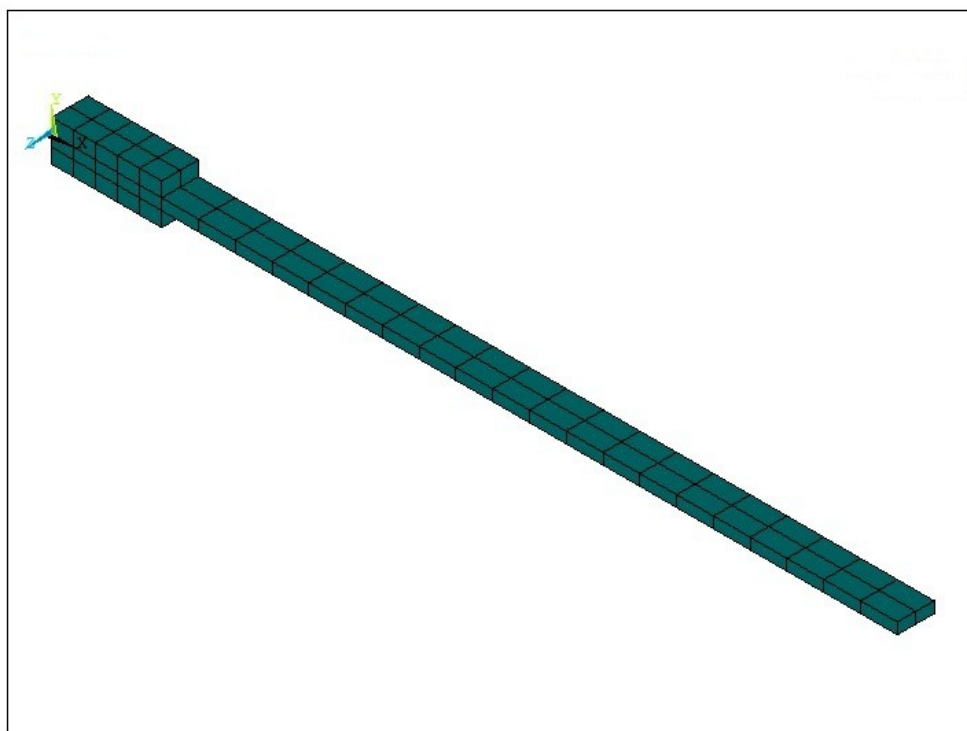
- okrajové podmínky byly zvoleny na horní a spodní plochu osazení, byly zde odebrány všechny stupně volnosti, viz obrázek 9.

Počet elementu byl zvolen tak, aby byl co nejpřesnější a eliminoval výpočtový čas. Protože počet elementů se bude převádět na železniční kolo, které je mnohem geometricky větší i složitější. Počet elementů byl volen ve dvou variantách hrubá a jemnější. Hrubá síť má na volném konci nosníku nastaven počet elementů na 10. Jemnější MKP síť má nastavení tak, aby délka elementu byla tloušťka nosníku, tomuto rozměru se pak rovnají všechny hrany v elementu. Zvoleným prvek pro výpočet byl vždy element s mezi uzly.

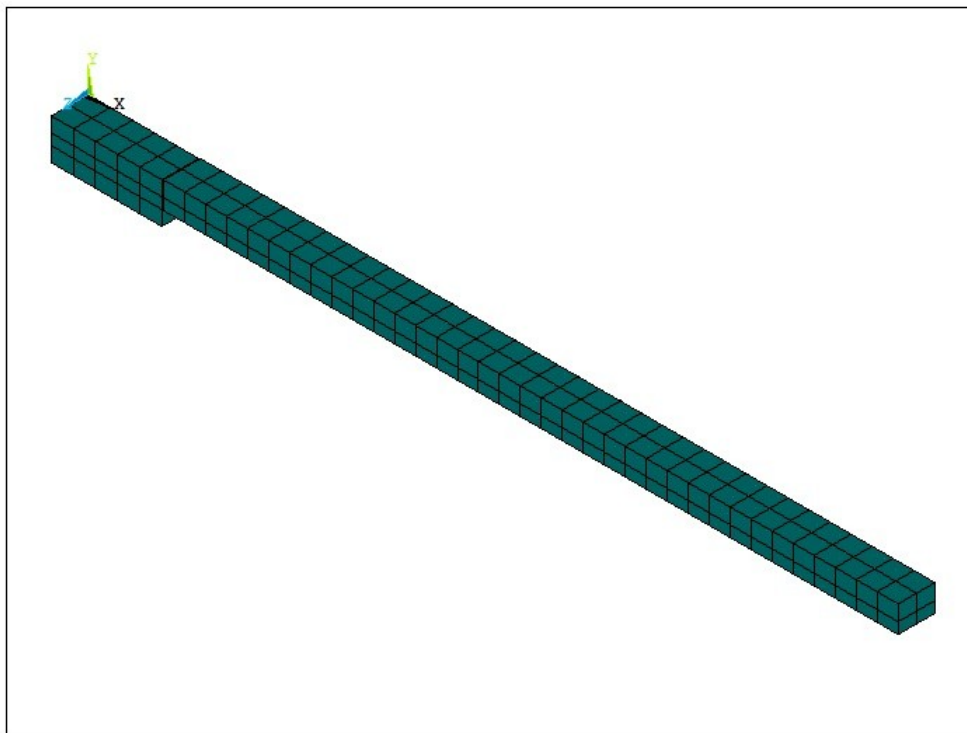
Následně byly použity materiálové vlastnosti pro ocel i pryž do výpočtového programu.

	ocel	tlumící hmota
E [Pa]	$2,1 \times 10^8$	$337,8 \times 10^3$
$\mu$	0,3	0,49
Tlumení	$3 \times 10^{-4}$	0,010425
Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	7850	1190

Tabulka 1 - Materiálové vlastnosti



Obrázek 7 - MKP model bez tlumící vrstvy



Obrázek 8 - MKP model s tlumicí vrstvou

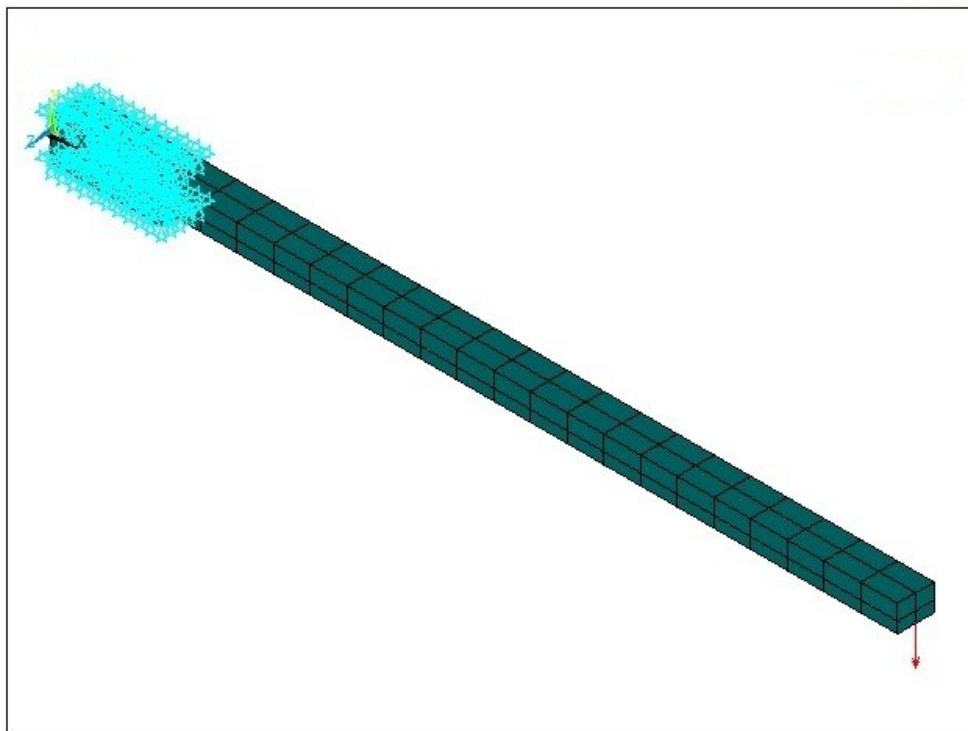
Po přiřazení jednotlivých vlastních tvarů a zjištění oblasti rezonancí byl výpočet nastaven tak, aby bylo možno jej porovnat s literaturou [6], protože tlumicí hmota je frekvenčně závislá. Pro zkrácení výpočtů byly nastaveny pásma s patřičným krokem, kde se nacházejí špičky rezonancí.

Frekvence		1	2	3	4	5	6
pásma	od [Hz]	54	334	1000	1960	3224	4700
	do[Hz]	60	370	1015	1980	3256	4880
Krok		64	160	160	150	64	180
E [MPa]		337,8	382,7	268,8	277,5	237,5	74,13
Tlumení		0,010425	0,01065	0,02118	0,01833	0,04048	0,506

Tabulka 2 - Materiálové vlastnosti pro tlumicí hmotu

Z tabulky 2 je patrné že pro každou rezonanční špičku bylo nutno nastavit jiný krok, protože v nižších frekvencích je rezonanční špička relativně ostrá s rostoucí frekvencí se špička zaobluje.

Pro výpočet harmonické analýzy bylo nutno nastavit také budící sílu. Její působíště bylo zvoleno symetricky na volný konec nosníku o velikosti 1 N v záporném směru osy y.



Obrázek 9 - MKP pro výpočet harmonické analýzy

vlastní frekvence	měření [Hz]	MKP hrubá [Hz]	MKP jemná [Hz]
1.	62,8	64,158	62,685
2.	400	412,6	392,5
3.	1115	1132,4	1097,6
4.	2164	2248,5	2147,2
5.	3567	3712,2	3542,3
6.	5307	5482,7	5273,4

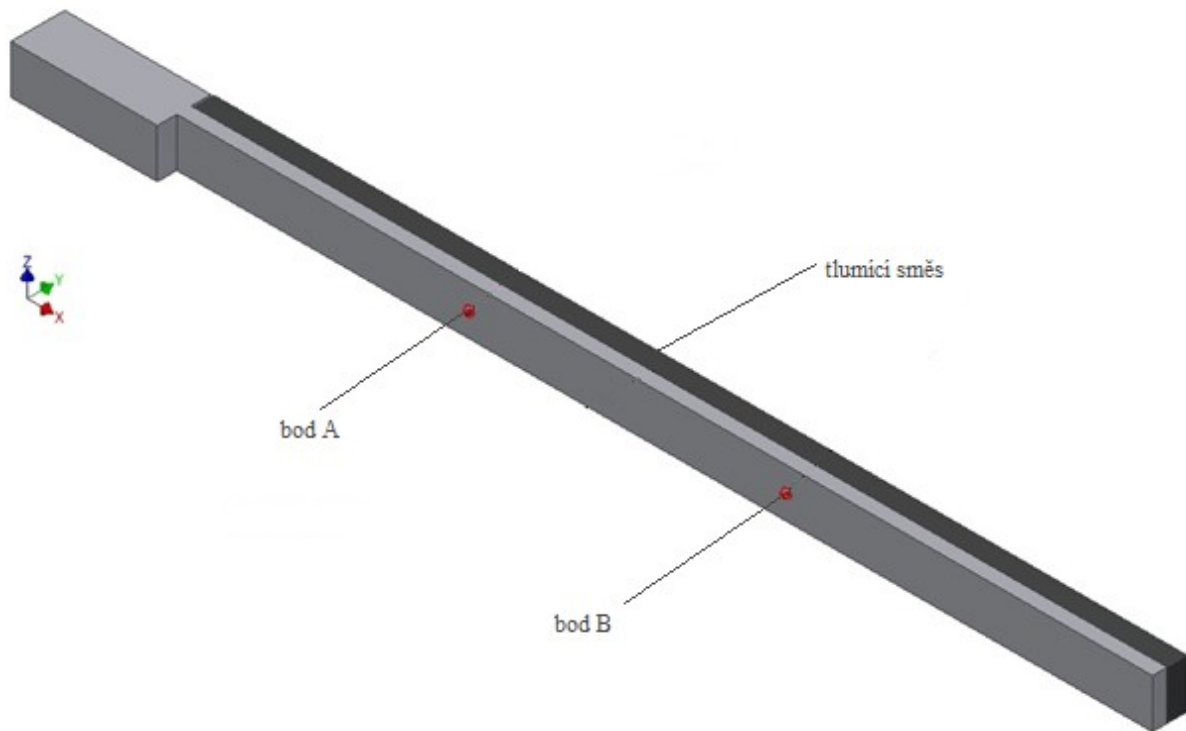
Tabulka 3- Vlastní frekvence základního nosníku  $\Omega_0$

vlastní frekvence	měření [Hz]	MKP hrubá [Hz]	MKP jemná [Hz]
1	57,8	59,5	57,891
2	364,54	376,3	362,29
3	1019,2	1106,8	1012,2
4	1987,6	2008,6	1977,4
5	3264,6	3324,6	3256,5
6	4826,7	4956,2	4843,5

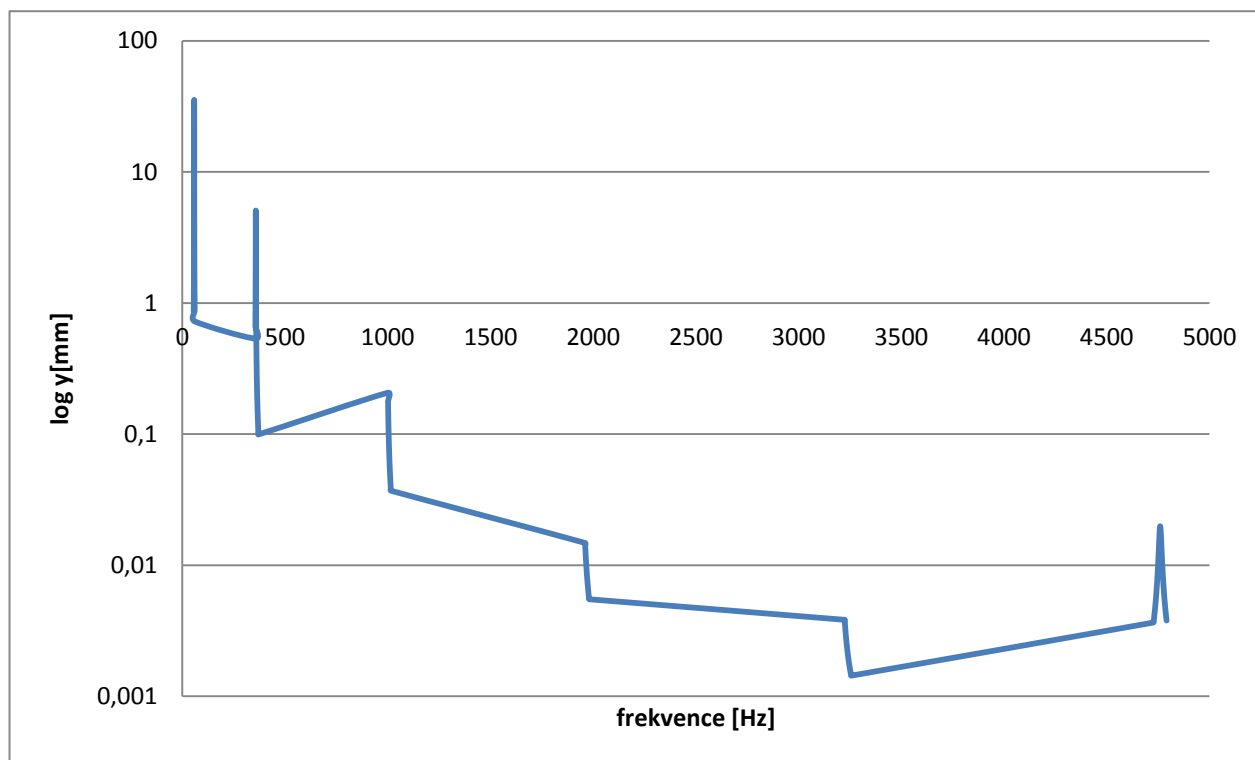
Tabulka 4 - Vlastní frekvence nosníku s tlumící hmotou  $\Omega$

Z tabulky. číslo. 3 a 4. je patrné, že vlastní frekvence po přidání tlumící hmoty klesly.

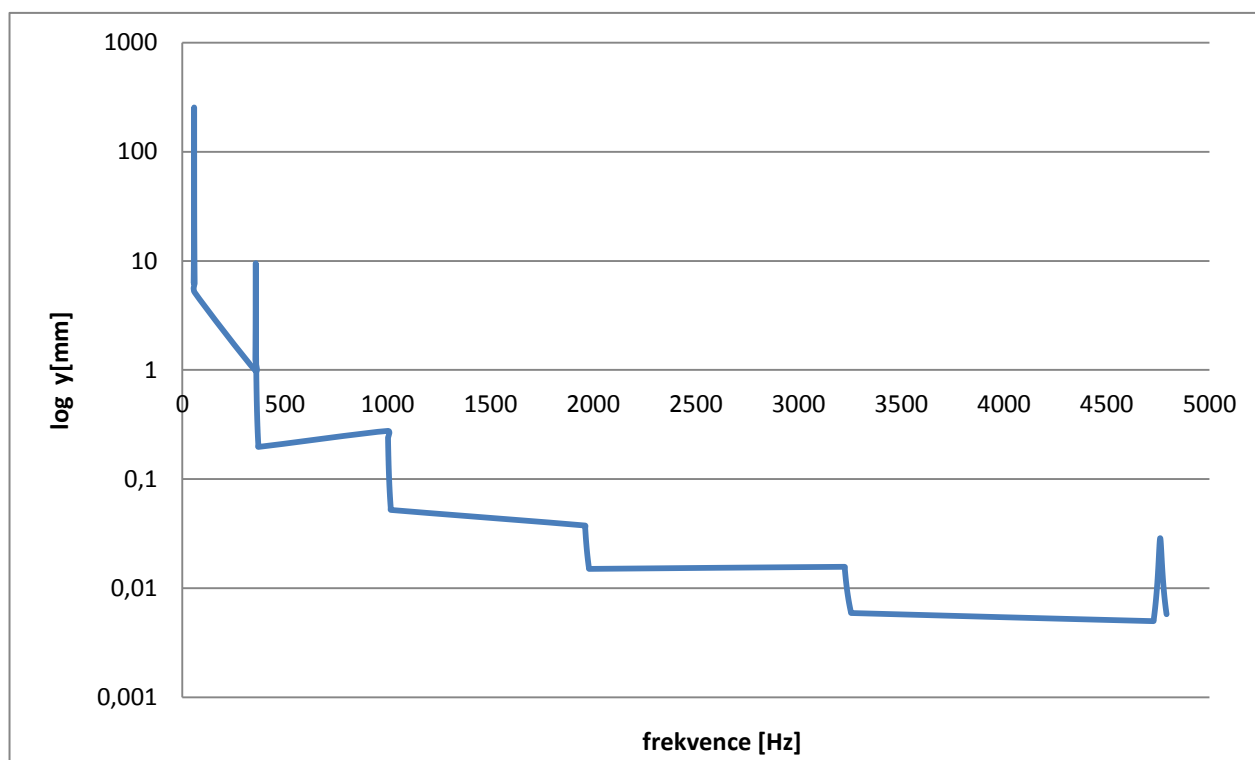
Pro vyhodnocení harmonické analýzy byly zvoleny dva body na spodní straně kovové části nosníku bod *A*, který je vzdálený 140 mm od volného konce nosníku a bod *B*, který je vzdálen 75 mm od volného konce nosníku.



**Obrázek 10- Zobrazení umístění bodů pro stanovení rezonační křivky**



**Graf 1 - Celková rezonanční křivka bodu A**



**Graf 2 - Celková rezonanční křivka bodu B**

Z grafu 1 a 2 je patrné, že největší podíl na rezonanci má první vlastní frekvence. Z těchto grafů však odečíst hodnotu tlumení neleze, proto bude rezonační křivka určena pro každou vlastní frekvenci zvlášť. Kde bude odečtena dle následujícího vzorce 2.1.1. z literatury [5]. Jednotlivé rezonanční křivky jsou zobrazeny v příloze této diplomové práce od strany 47.

$$\begin{aligned}\xi_{EF} &= \frac{\xi_{MAX}}{\sqrt{2}} \\ b_r &= \frac{\xi_{EF}}{2 \cdot \Omega_1} \\ \eta &= 2 \cdot b_r\end{aligned}\tag{2.1.1}$$

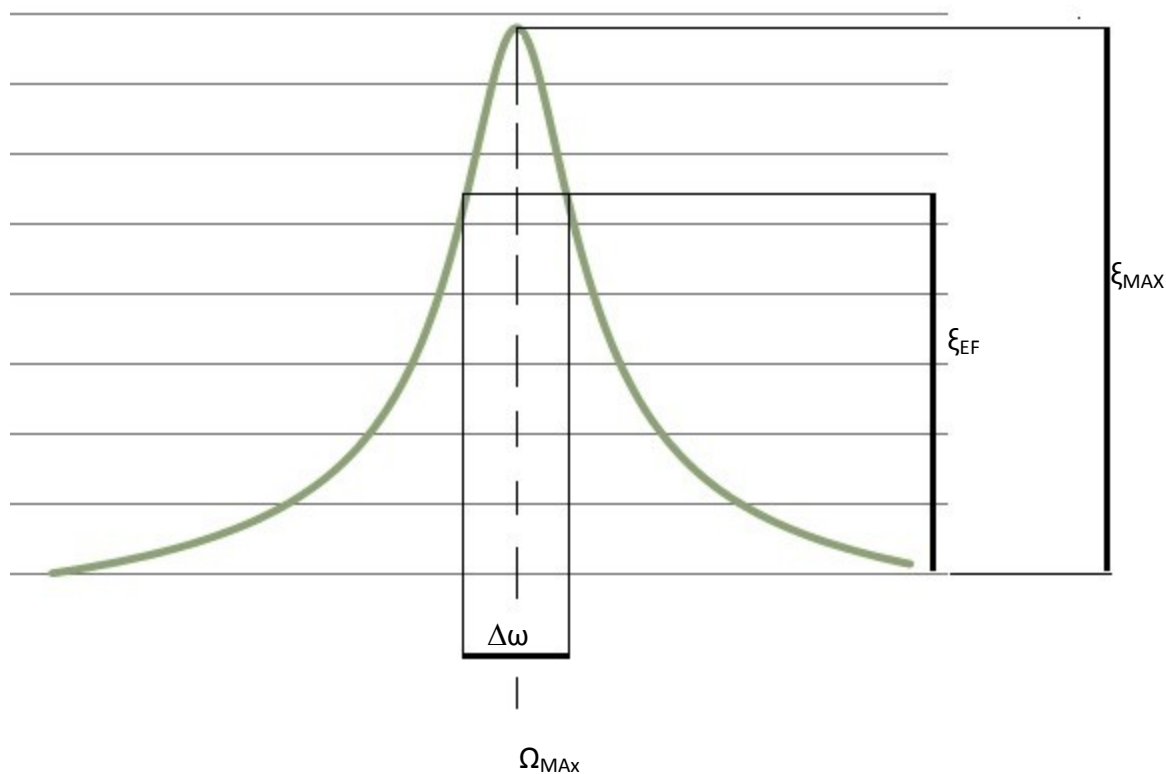
$\xi_{EF}$  Efektivní hodnota křivky

$\xi_{MAX}$  Maximální hodnota křivky

$b_r$  Tlumící součinitel

$\Omega_1$  Vlastní kruhová frekvence

$\eta$  Ztrátový faktor



Graf 3 - Příklad odečítání z grafu pro výpočet tlumení

vlastní frekvence	měření	výpočet MKP bod A	výpočet MKP bod B	$\Delta A$ (poměr)	$\Delta B$ (poměr)
1	0,000442	0,000829	0,000959	2,022	2,338
2	0,00056	0,000739	0,000737	1,32	1,316
3	0,000735	0,000918	0,000913	1,25	1,242
4	0,000645	0,000878	0,000845	1,361	1,323
5	0,00114	0,001342	0,001259	1,178	1,192
6	0,00414	0,00718	0,006478	2,072	1,869

Tabulka 5 - Hodnoty ztrátového faktoru s tlumicí hmotou

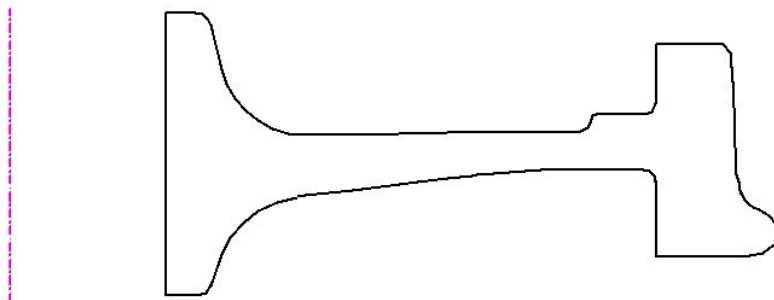
Dle tabulek číslo 3 a 4 je patrně, že MKP model s jemnější sítí je více přesný a tudíž byla velikost sítě zachována i pro výpočet harmonické úlohy. Ztrátový faktor  $\eta$  dle tabulky číslo 5 jde vidět, že výsledky s takto nastaveným výpočtem se liší minimálně. U první frekvence je rozdíl větší, to je ale řešeno dle [7], že výsledky pro první frekvenci se mohou a nemusí použít. Pro poslední frekvenci je možná chyba v měření, kdy se nosník už obtížně budí na tak velkou frekvenci. Možné rozdíly mohou být způsobeny MKP softwarem, čímž byl ANSYS APDL, který mírně nadsazuje výsledky, také v aproximaci vytvořených grafů popřípadě odečítáním z nich.

S těmito poznatky budeme dále pracovat na modelu železničního kola, kde bude prováděna jak modální analýza, tak i úloha harmonického výpočtu s následným použitím tlumičů.[6] [7]



### 3. Analýza modálních vlastností kola

Pro řešení modálních vlastností je potřeba model železničního kola, který poskytla firma BONATRANS GROUP a. s. Model byl poskytnut ve formě 2D řezu.

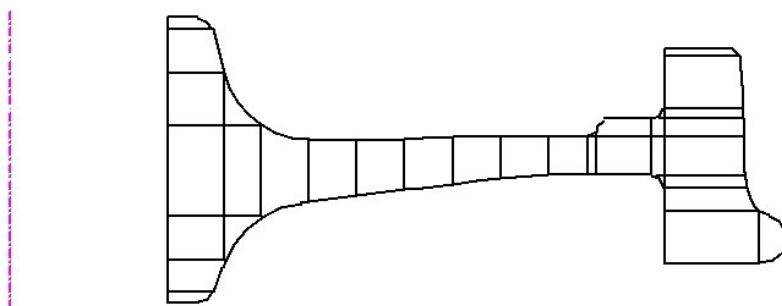


Obrázek 11 - 2D model železničního kola

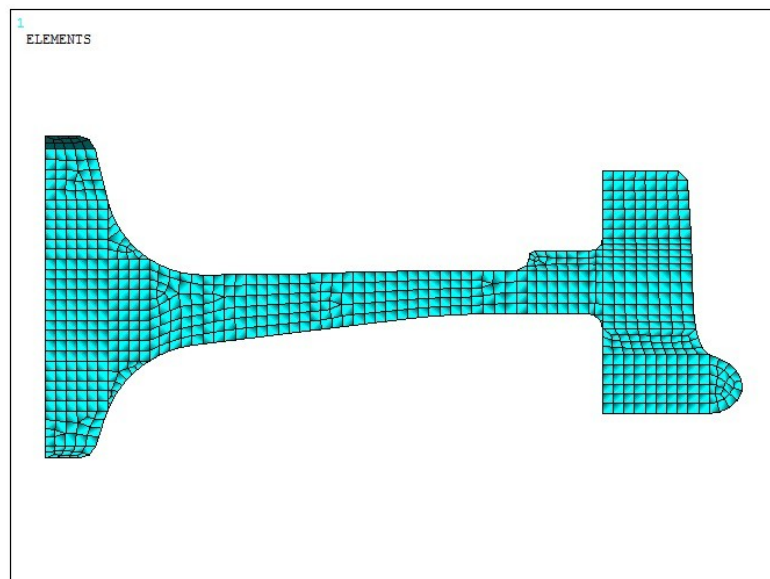
#### 3.1. Vytvoření konečno – prvkového modelu

Abychom získali, co nejpřesnější výsledky z modální analýzy bylo nutno použít více řešení pro různé konečno – prvkové modely (dále jen KP). Všechny KP modely byly vytvářeny v softwaru ANSYS. První dva v prostředí APDL jako 2D a poté rotovány kolem své osy. Třetí model pak v prostředí Workbench, kde byl model tvořen jako 3D  $120^\circ$  segment železničního kola, který pak byl kopírován tak, aby bylo kolo úplné.

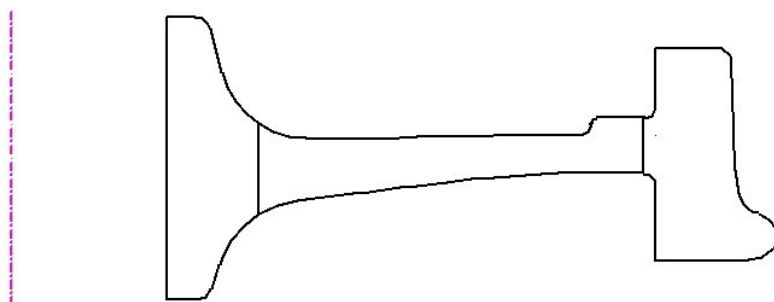
Pro KP model variantu 1 vytvářený jako 2D byl rozdělen na několik malých ploch, tak aby byla konečná síť tvořena s co největším počtem čtverců se stejnými délkami hran. Druhý KP model varianta 2 byl rozdělen na tři větší plochy.



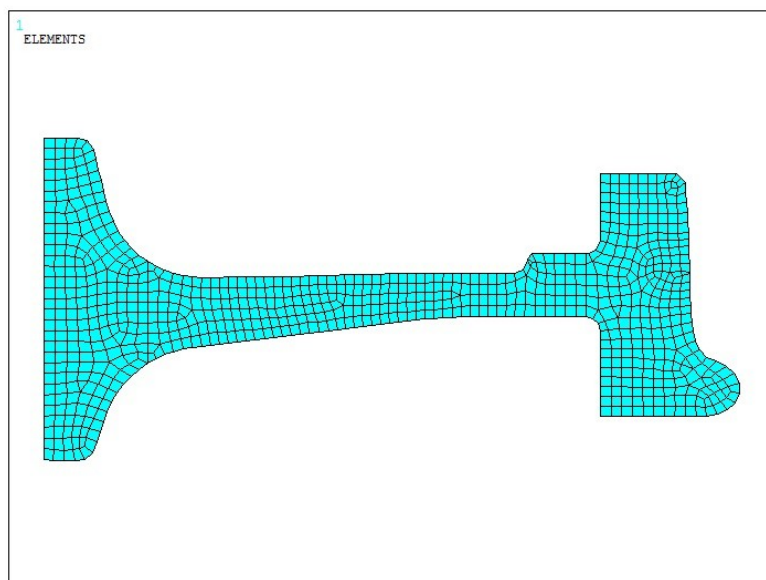
Obrázek 12 - Zobrazení rozdělení plochy(varianta 1)



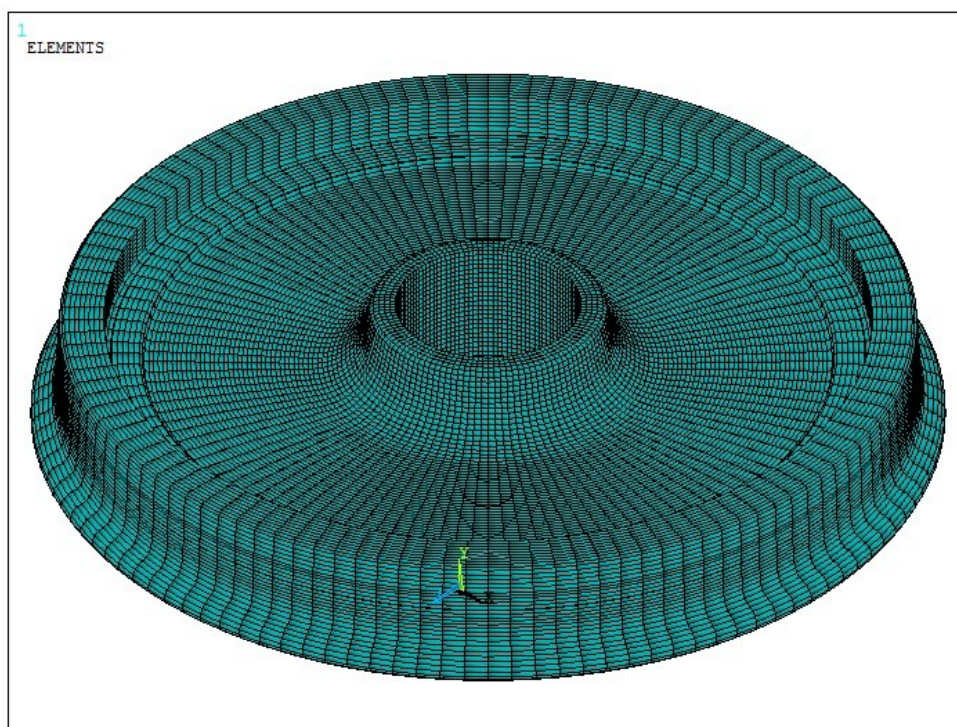
Obrázek 13 - MKP model děleného modelu (varianta 1)



Obrázek 14 - Rozdělení modelu na 3 plochy (varianta 2)

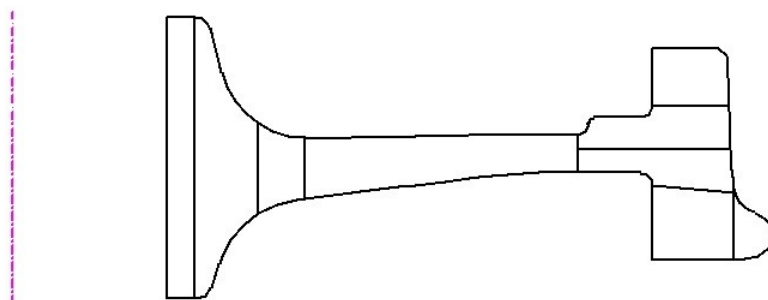


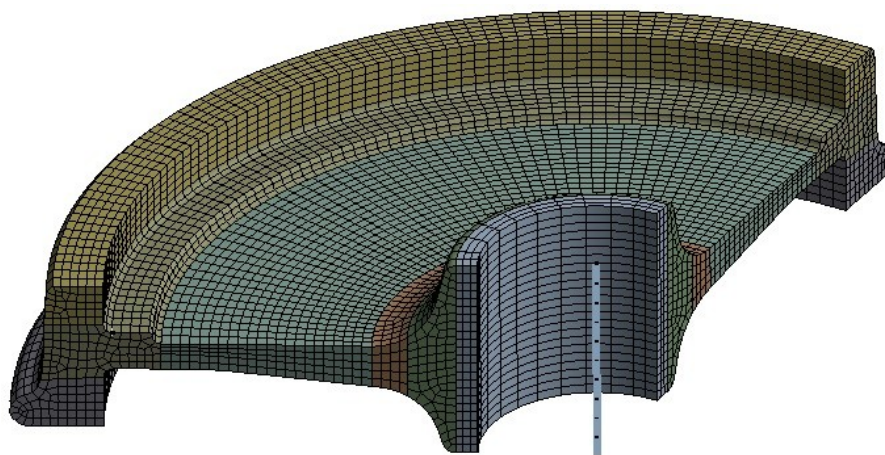
Obrázek 15 - MKP model kola rozděleného na 3 plochy (varianta 2)

**Obrázek 16 - 3D KP model**

Pro rotaci byl vždy zvolen počet elementů kolem osy na konečný počet 120. Na obrázku č. 16 je vidět KP model varianty 1. 3D KP model pro síť kde je plocha dělená pouze na tři části je velice podobný proto je zde zbytečné ho zobrazovat.

Třetí model varianta 3 tvořen jako 3D  $120^\circ$  segment vytvářen zvlášť. Které byl také dělen na několik objemů, viz obrázek 17.

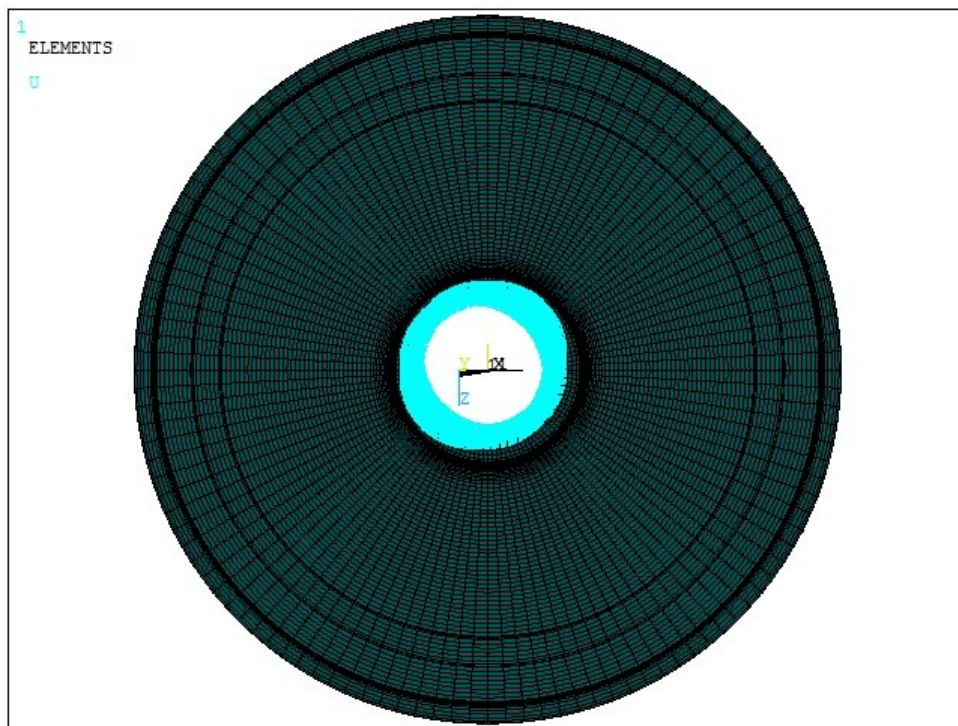
**Obrázek 17 - Zobrazení rozdělení modelu pro  $120^\circ$  segment (varianta 3)**



Obrázek 18 - KP model ve formě  $120^{\circ}$  segmentu (varianta 3)

### 3.2. Nastavení okrajových podmínek a samotného výpočtu

Všechny KP modely byly nastaveny stejně tak, aby bylo možné je mezi sebou porovnat. Okrajová podmínka byla zvolena v souladu se skutečným uložením kdy je kolo nalisováno na hřídeli. Pro MKP výpočet bylo kolo uchyceno na uzly, které jsou na vnitřním průměru. Těmto uzlům bylo zabráněno posuvu ve všech směrech.



Obrázek 19 - Uložení modelu železničního kola

#### Nastavení modální analýzy

- výpočtová metoda Block Lanczos pro netlumenou modální analýzu
- hledáno 150 vlastních tvarů
- frekvenční rozsah 0 -5000Hz

### 3.3. Vyhodnocení modální analýzy

Vyhodnocení modální analýzy je nutno provést aby byl vybrán KP model k dalšímu numerickému zpracování počítačem.

číslo frekvence	$f_{oi}$ [Hz] varianta 1	$f_{oi}$ [Hz] varianta 2	$f_{oi}$ [Hz] varianta 3
1	208,72	208,45	207,84
2	208,72	208,45	207,86
3	276,39	275,91	275,2
4	339,64	338,64	338,55
5	339,64	338,64	338,56
6	630,11	630,35	624,27
7	897,26	895,69	894,25
8	897,26	895,69	894,31
9	1376,3	1375,9	1369,5
10	1376,3	1375,9	1369,7
11	1557,2	1557,2	1552,2
12	1635,7	1633,9	1630,1
13	1635,7	1633,9	1630,2
14	1697,8	1696,5	1692,6
15	1697,8	1696,5	1692,7
16	1812,1	1807,2	1806,3
17	1812,1	1807,2	1806,5
18	2230,9	2222,3	2223,7
19	2230,9	2222,3	2225,8
20	2237,8	2237,1	2231
21	2237,8	2237,1	2231
22	2466,2	2464,4	2458
23	2466,2	2464,4	2458,1
24	2771,2	2759,6	2764,5
25	2771,2	2759,6	2764,6
26	2798,8	2797,4	2791,8
27	2798,8	2797,4	2792,2
28	3028,5	3023,8	3021,1
29	3182,9	3172,7	3174
30	3182,9	3172,7	3174
31	3343,3	3341,6	3330,4
32	3343,3	3341,6	3334,6
33	3388,4	3385,1	3380,6
34	3388,4	3385,1	3380,7
35	3421,5	3408	3409,2
36	3424,3	3410	3417,1
37	3424,3	3410	3417,2



38	3459,7	3442,6	3447
39	3459,7	3442,6	3447,1
40	3492,9	3486,1	3478,2
41	3492,9	3486,1	3478,8
42	3863,8	3844	3848,7
43	3863,8	3844	3852,5
44	4024,9	4017,9	4015,5
45	4024,9	4017,9	4015,5
46	4169,7	4152,6	4161,1
47	4169,7	4152,6	4163,5
48	4243	4241,6	4230,2
49	4243	4241,6	4230,4
50	4453,3	4428,8	4437,9
51	4453,3	4428,8	4438,4
52	4483,1	4482,8	4467,4
53	4483,1	4482,8	4468,2
54	4718,8	4706,1	4705,8
55	4718,8	4706,1	4708,9
56	4986,4	4966,3	4977,9
57	4986,4	4966,3	4978

Tabulka 6 - Jednotlivé frekvence pro 3 typy MKP modelů

	varianta 1	varianta 2	varianta 3
počet uzlů	422 163	425 040	316 428
výpočtový čas	2h 8min	2h 25min	3h 28min

Tabulka 7 - Výpočtový čas a počet uzlů pro 3 typy MKP modelů

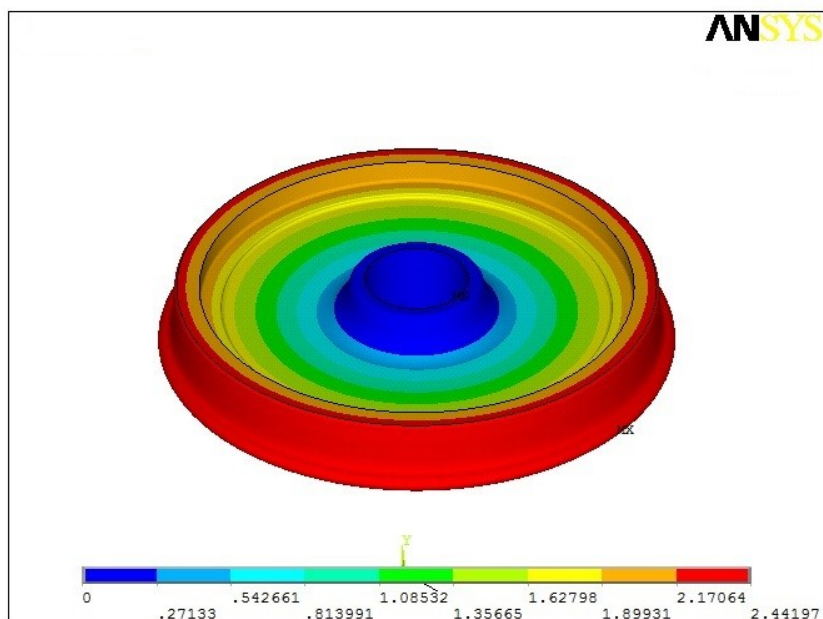
Z tabulek číslo 6 a 7 je vidět výsledky jednotlivých frekvencí v závislosti na počtu uzlů a s tím spojeném výpočtovém čase. Po detailnějším prozkoumání obou tabulek je patrné, že MKP model s varianty 1 s nejmenším výpočtovým časem a je dostačující pro další numerické výpočty.

Vlastní tvary a vlastní frekvence modální analýzy pro konečno – prvkový model s dělenou plochou jsou zobrazeny v příloze této diplomové práce od strany 49.

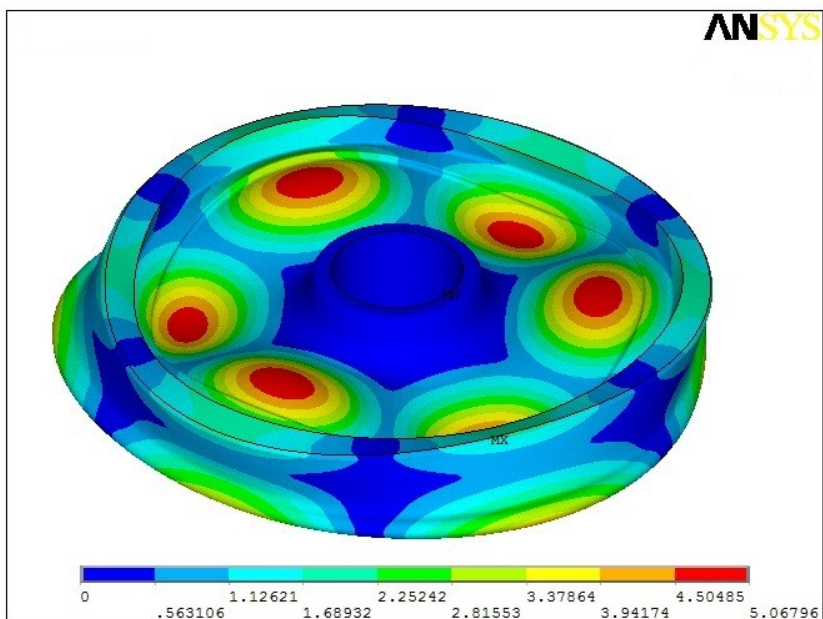
#### 4. Analýza mechanických vibrací kola

Pro tuto analýzu byl, zvolen konečno – prvkový model s dělenou 2D plochou na co nejmenší počet čtverců se stejnou délkou hran tedy varianta 1.

S ohledem na délku samotného výpočtového času harmonické analýzy byly vybrány pouze dva vlastní tvary, pro které byla dále analýza počítána. Dle požadavků byly vlastní tvary vybrány tak, aby byl jeden torzní a jeden axiální. Proto byly vybrány tvary číslo 6 o hodnotě frekvence 630,11 Hz, který je torzní a axiální 18 o hodnotě frekvence 2230,9 Hz.



Obrázek 20 - Vlastní tvar torze 630,11 Hz

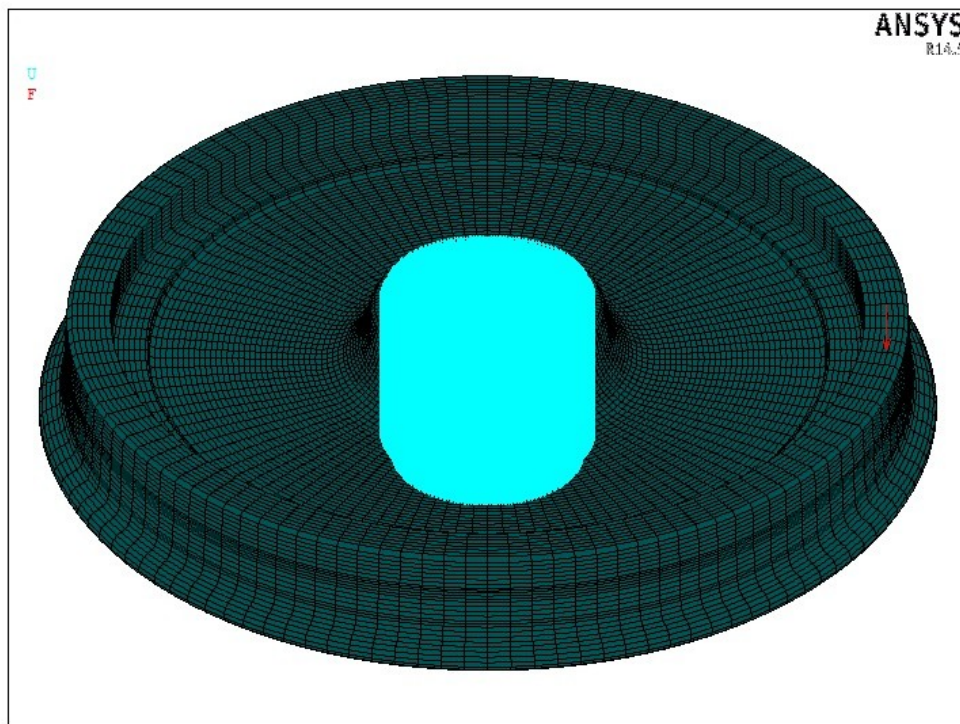


Obrázek 21 - Vlastní tvar vlnící 2230,9 Hz



#### 4.1. Nastavení analýzy mechanických vibrací kola

Okrajová podmínka pro uchycení modelu železničního kola byla zvolena stejně jako pro modální analýzu, ale byla přidáno zatížení ve formě konstantní amplitudě budící síly. Tato síla má své působíště na věnci geometrie kola na uzel číslo 364568. Její velikost by stanovena na 2,4 N dle měření firmy BONATRANS GROUP a.s. Zobrazení kompletních okrajových podmínek dle obrázku 20.



Obrázek 22 - Okrajové podmínky pro harmonickou analýzu

Pro oba výpočty bylo nastaveno poměrné tlumení na hodnotu 0,5%.

		torzní tvar	vlňící tvar
vlastní frekvence [Hz]		630,11	2230,9
pásma	od [Hz]	627	2227
	do [Hz]	633	2233
krok		60	60

Tabulka 8 - Nastavení výpočtu pro harmonickou analýzu

Po takto provedeném výpočtu byla provedena integrace rychlosti kmitání na povrchu kola, aby bylo možné zjistit vyzářený výkon od síly tedy mechanickou energii, vibrace povrchu železničního kola.

$$W_{MECH} = \rho \cdot c \cdot \oint_S \left| v_{i\_AMP} \right|^2 ds \text{ kde } \oint_S \left| v_{i\_AMP} \right|^2 ds \approx \overline{\left| v_i \right|^2} \cdot S_E$$

$$\Downarrow$$

$$W_{MECH} = \rho \cdot c \cdot \overline{\left| v_i \right|^2} \cdot S_E \quad (4.1.1)$$

$\rho$  Hustota prostředí - vzduch

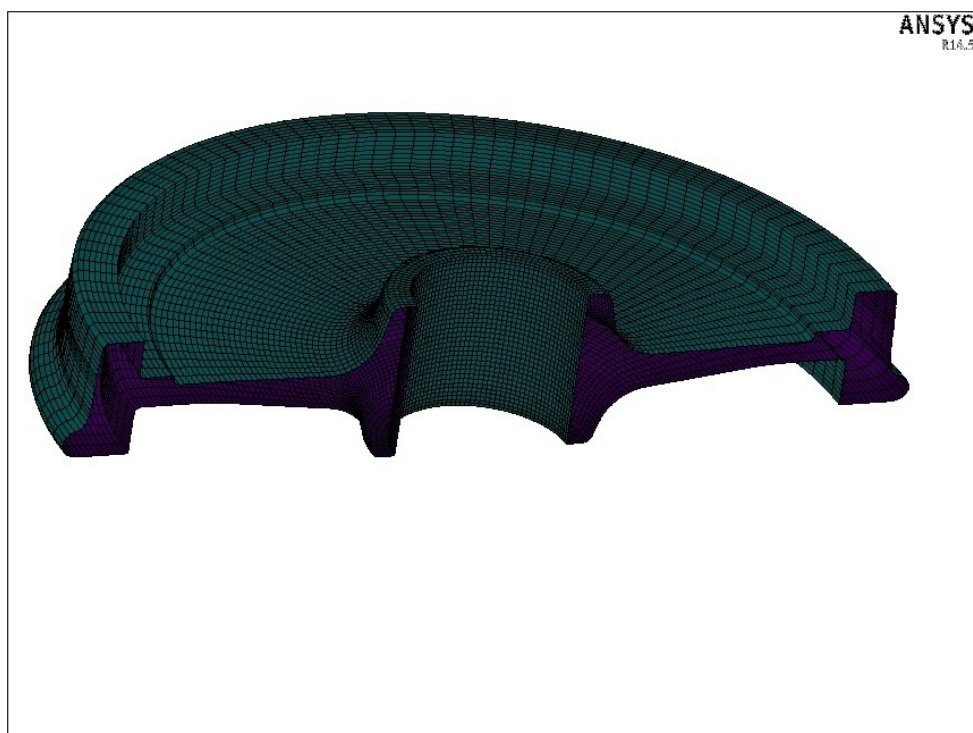
$c$  Rychlost zvuku v prostředí - vzduch

$v_{i\_AMP}$  Amplitudová rychlost jednotlivých uzlů

$v_I$  Průměrná rychlost uzlů

$S_E$  Plocha elementů

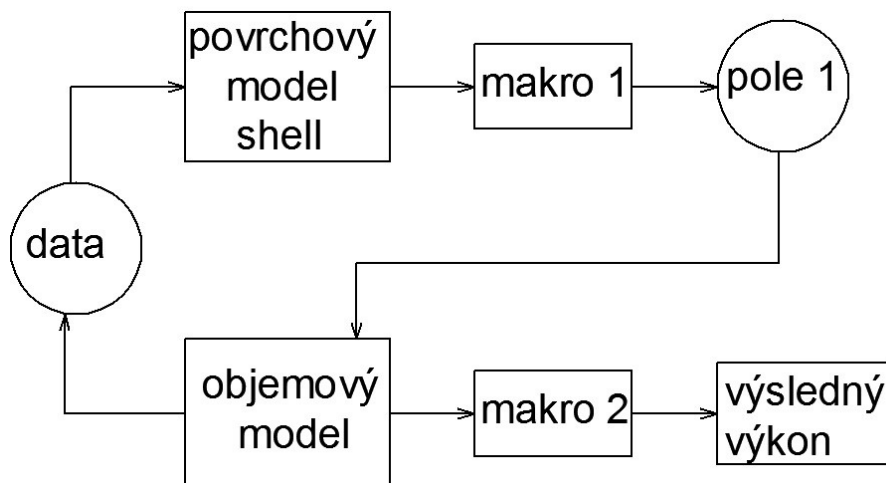
Pro nahrazení integrálu celkovým násobením hustoty  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] a rychlosti zvuku  $c$  [m/s] s průměrnou hodnotou rychlostí jednotlivých uzlů a ploch elementů konečno – prvkového modelu bylo nutno vytvořit speciální konečno – prvkový model. Tento model byl tvořen pouze vnějšími plochami, na kterých byly přiřazeny pouze plošné elementy. Na těchto plochách byl sjednocen souřadný systém, zejména orientace vnější normály.



Obrázek 23 - Plošný konečno - prvkový model

Pro samotný výpočet byla vytvořena dvě samostatná makra. První makro bylo nastaveno tak, aby vypisovalo velikosti ploch poté jejich normály do směru souřadného systému a také číslo elementu (pole srf\_dat). Druhé vytvořené makro bylo používáno na

harmonické analýze vždy pro každou frekvenci zvlášť tak aby se blížila co nejvíce vlastní kruhové frekvenci. Pro vlastní tvar číslo 6 tedy torzní byla zvolena frekvence 630,1 Hz. Při spuštění makra pro 18. vlastní frekvenci tedy axiální byla nastavena hodnota 2230,9 Hz. Druhé makro bylo vytvořeno tak, aby vypočetlo přímo vyzářený mechanický výkon, který vybudila zadaná síla, viz obrázek 22. Zjištěný výkon bude přepočten na hladinu akustického výkonu  $L_W$  [dB], který pak bude porovnán s akustickým výpočtem. Přepočet výkonu na hladinu akustického výkonu bude proveden dle rovnice číslo 4.1.2. Kde  $W$  [W] je námi zjištěný výkon a  $W_0$  je referenční hodnota akustického výkonu o hodnotě 1 pW. Obě makra pro zpracování vyzářeného výkonu jsou zobrazena v příloze této diplomové práce od strany 59.



Obrázek 24 - Blokové schéma pro řešení vyzářeného výkonu

Na obrázku číslo 24 je pole 1 nese povrchové elementy a vyzářené plochy a data nesou geometrická data a objemový konečno – prvkový model železničního kola.

$$W = I \cdot S = p \cdot v \cdot S = \frac{p}{z_0} \cdot S \quad (4.1.2)$$

$$L_W = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_0}\right)$$

$W$  akustický výkon

$I$  akustická intenzita

$S$  vyzařovaná plocha

$p$  akustický tlak

$v$  akustická rychlost

$z_0$  akustická impedance prostředí, závislá na hustotě, teplotě, vlhkosti

$L_W$  hladina akustického výkonu

$W_0$       referenční hodnota akustického výkonu 1pW

#### 4.2. Vyhodnocení analýzy mechanických vibrací kola

Po provedení výpočtu pomocí maker dostaneme vyzářený mechanický výkon, který je potřeba přepočíst na jeho hladinu dle rovnice 4.

číslo vlastní frekvence	hodnota frekvence [Hz]	mechanický výkon [W]	hladina výkonu [dB]
6	630,1	9,40E-09	39,73
18	2230,9	2,76E-07	54,41

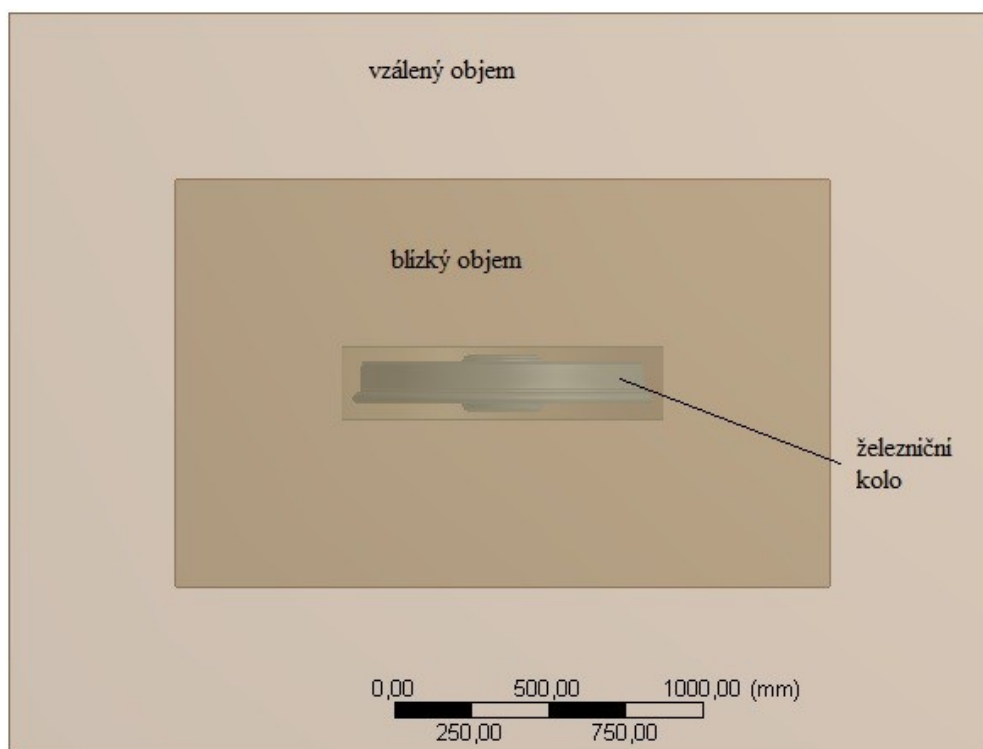
**Tabulka 9 - Vyhodnocení analýzy mechanických vibrací železničního kola**

Z tabulky číslo 9 je patrné, že torzní tvar axiální síla nevybudí jako vlnící tvary s axiálními vibracemi jakou naopak vybudí výrazně.

## 5. Akustická analýza kola

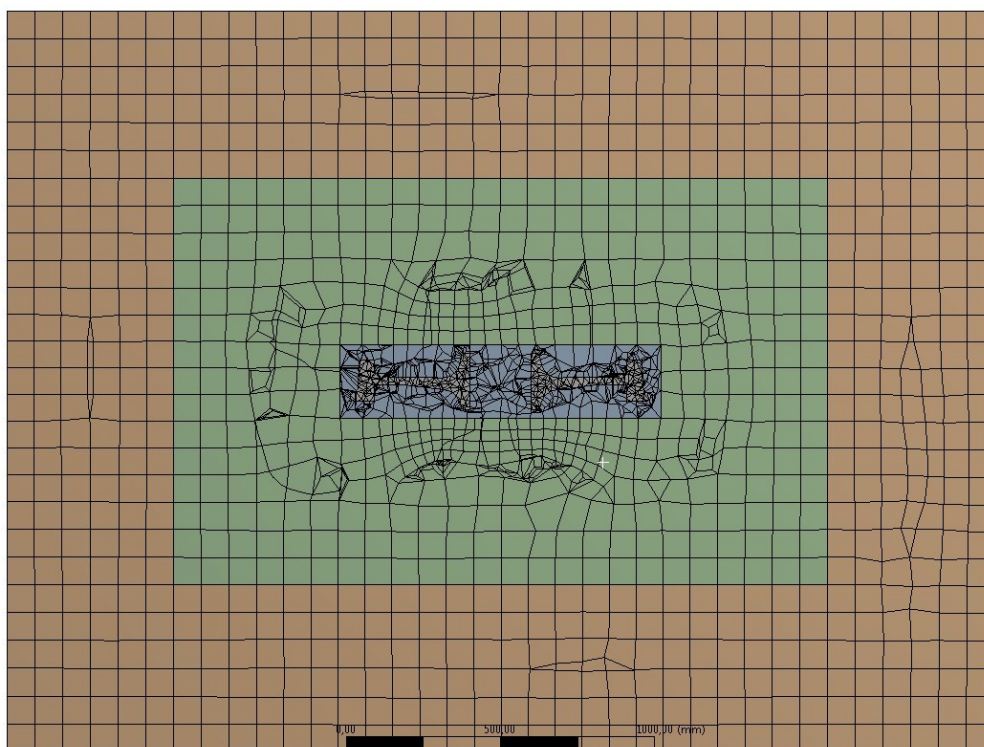
Pro výpočet akustické analýzy byl použit software ANSYS s rozhraním Workbench. Samotný výpočet byl opět proveden pro dva vlastní tvary torzní o hodnotě  $630,1\text{ Hz}$  a axiální s hodnotou  $2230,9\text{ Hz}$ , stejně jako u analýzy mechanických vibrací železničního kola. Buzení bylo provedeno stejně jako u předchozí analýzy tedy axiálním směru neboli ve směru rovnoběžném s osou železničního kola amplituda budící síly činí opět  $2,4\text{ N}$

Při samotném modelování je potřeba 3D model železničního kola bez úprav symetrie, protože některé vlastní frekvence nemají rovinu symetrie. Objemy prostředí, kde se model železničního kola nachází je nutno rozdělit minimálně do dvou částí, kterým se pak nastavují odlišné vlastnosti. Velikosti okolních objemu se volí tak aby vzdálenost od obehmu modelu železničního kola, pojala jednu vlnovou délku vlastní frekvence. Z tohoto důvodu budou vytvořeny dvě samostatné akustické analýzy pro každou vlastní frekvenci zvlášť.



Obrázek 24 - Nastavení akustických objemů

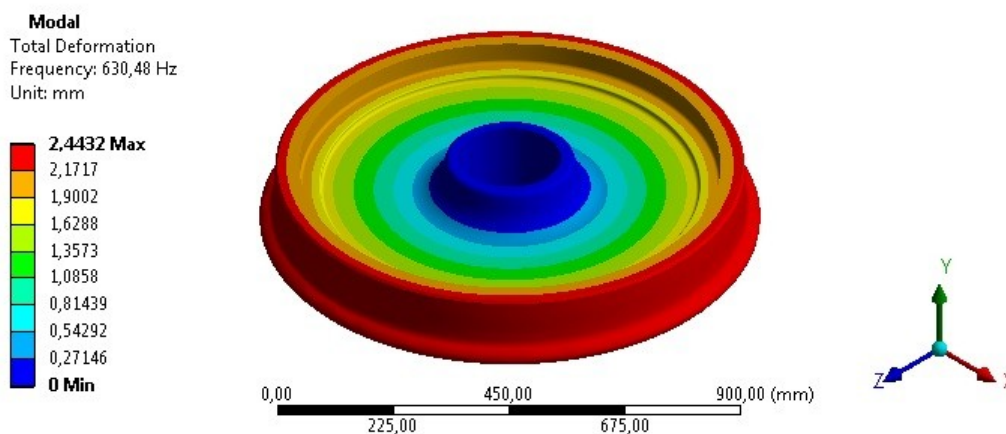
Pro nastavení těchto objemů byl použit akustický modul. Kde bylo možné jednoduše zvolit okrajové podmínky. První okrajová podmínka je v souladu s modální či mechanickou analýzou tedy uchycení na náboj viz obrázek 19. Druhá okrajová podmínka byla nastavena na vnější povrch železničního kola ve formě přechodu mezi „pevným“ tělesem a okolním prostředím (vzduchem). Na obrázku číslo 24 jsou popsány pouze dva objemy, třetí nejmenší z těchto objemů je zde pouze jako přechod mezi konečnými prvky kola kde bylo nastaveno jemnější dělení a blízký a vzdálený objem kde je dělení zvoleno tak aby bylo minimálně 15 elementů na hraně blízkého objemu, viz obrázek číslo 25. Toto odpovídá podmínce 6 prvků s mezi uzly na délku vlny [1].



Obrázek 25 - Konečno - prvkový model pro akustickou analýzu

Nastavení samotného akustického prostoru spočívalo v nastavení vlastností pro vzduch jako je hustota o hodnotě  $\rho = 1,2041E-12 \text{ t/mm}^3$  a rychlosti zvuku  $c = 343240 \text{ mm/s}$ . Na vzdálenějším objemu bylo pak nastaveno volné pole tak, aby se zde vlny neodrážely ale „mizely“.

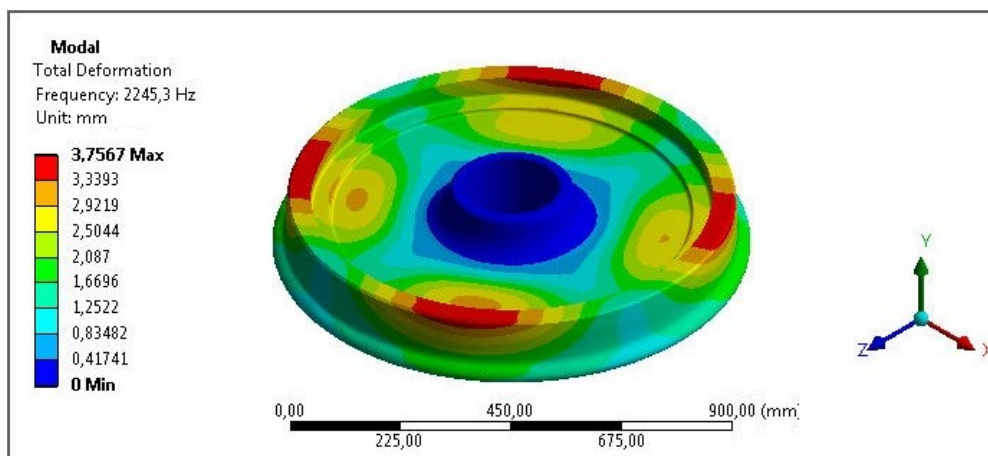
Před samotnou akustickou analýzou bylo nutno určit novou modální analýzu z důvodu nového konečno – prvkového modelu na modelu železničního kola. Pak byly vybrány dvě vlastní frekvence stejně jako u analýzy mechanických vibrací modelu železničního kola, tedy frekvenci číslo 6, která je torzní a frekvenci axiální s číslem 18. Novým výpočtem modální analýzy bylo ověřeno, že nedošlo k „přeskakování“ jednotlivých vlastních tvarů.



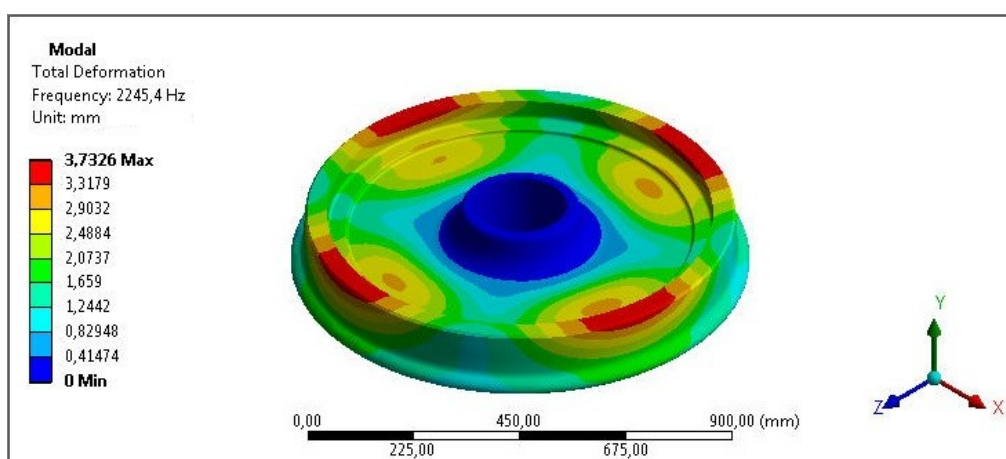
Obrázek 26 - Vlastní torzní frekvence 630,48



U frekvence číslo 18 došlo k její rozpadu na dvě vlastní frekvence o hodnotách 2245,3Hz a 2245,4Hz. Toto je způsobeno jemností konečno – prvkového modelu avšak pro akustickou analýzu je tento výsledek dostatečný s ohledem na pracnost souvisejících s užitím MKP struktury dle kapitol 3 a 4.



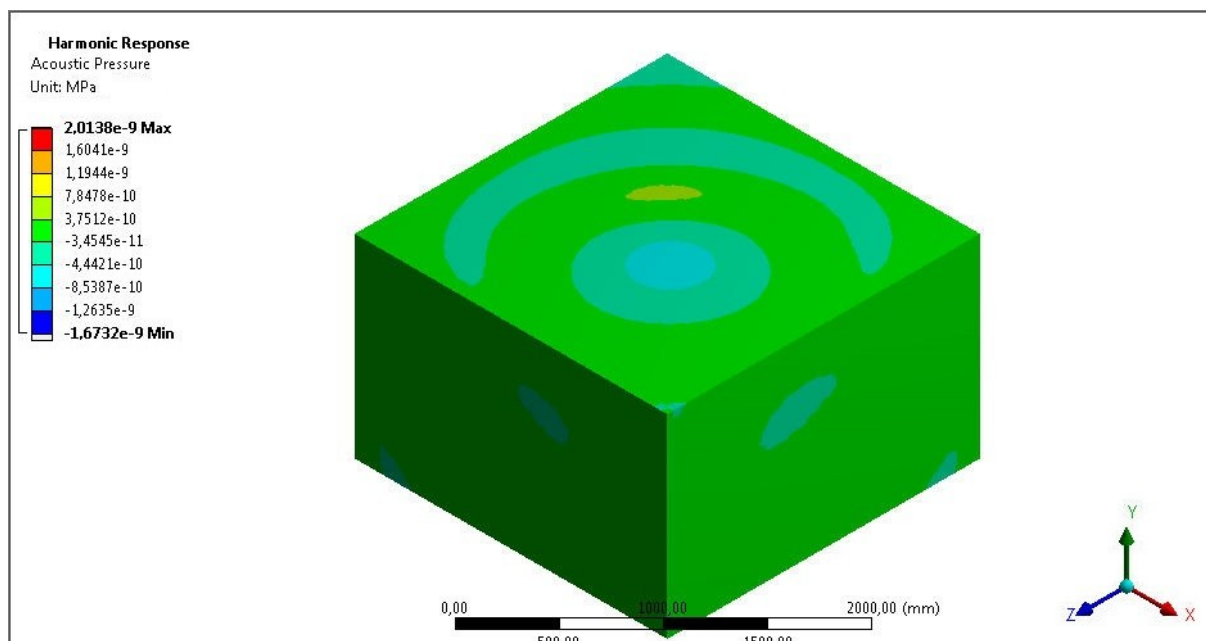
Obrázek 27 - Vlastní vlniví frekvence 2245,3Hz



Obrázek 28 - Vlastní vlnící frekvence 22453,4

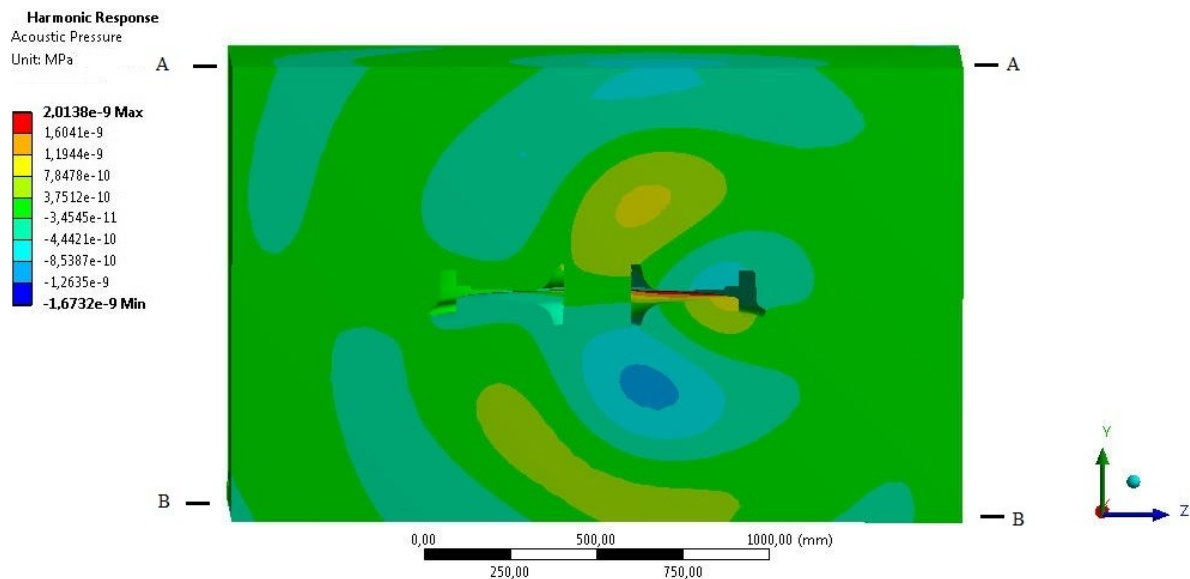
Pro akustickou analýzu byly vytvořeny 4 objemy, viz obrázek 25. Samotná akustická analýza byla řešena na harmonické analýze. Kde byly nastavovány jednotlivé kroky a pásma pro její řešení. Pro vlastní frekvenci 630,48Hz, byl nastaven výpočet na jeden krok přímo na hodnotě vlastní frekvence. Stejné nastavení bylo provedeno pro axiální frekvenci, kde byla zvolena střední hodnota 2245,35Hz. Přesto že byl výpočet nastaven pouze na jeden krok je zde 100769 elementů pro frekvenci 630,48Hz a 134958 elementů pro frekvenci 2245,35Hz trvalo řešení této analýzy na počítači s 6 jádry s pamětí 12GB zhruba  $\frac{3}{4}$  hodiny samotné řešení.

Po vyřešení analýzy je pak možné graficky zobrazit akustický tlak nebo přímo hladinu akustického tlaku, kterou lze vypočíst dle rovnice 4.1.3. V softwaru ANSYS Workbench nelze bez použití dalších maker stanovit vyzáření akustický výkon.



Obrázek 29 – Zobrazení vypočtného akustického tlaku

Dle obrázku 28 je patné, že pokud akustické objemy nebudou rozřezány rovinami výsledky budou obtížně znázornitelné. Proto je potřeba výsledky zobrazit v řezu modelu železničního kola, tedy v rovině ZX a YZ. Výsledky jsou zobrazeny na blízkém a „přechodovém“ objemu.



Obrázek 30 - Vypočtený akustický tlak v rovině YZ pro frekvenci 630,48 Hz

Na obrázku číslo 29 je vidět jak se akustický tlak vytváří, pod budící silou o hodnotě 2,4 N která je situována v zobrazeném maximu.



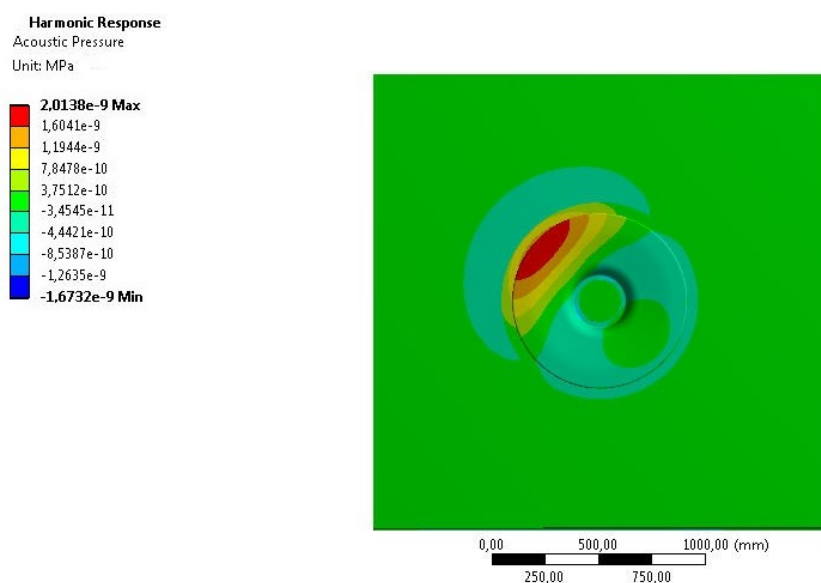
Aby jej bylo možno porovnat s akustickým měřením, kde se zjišťují především akustické tlaky je potřeba i tyto hodnoty přepočíst na hladinu akustického tlaku  $L_p$  [dB], kde  $p$  [Pa] je námi vypočtený akustický tlak a  $p_0$  je referenční hodnota akustického tlaku o hodnotě  $20\mu\text{Pa}$ . Dle rovnice číslo 5.

$$L_p = 10 \cdot \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (5.1.1)$$

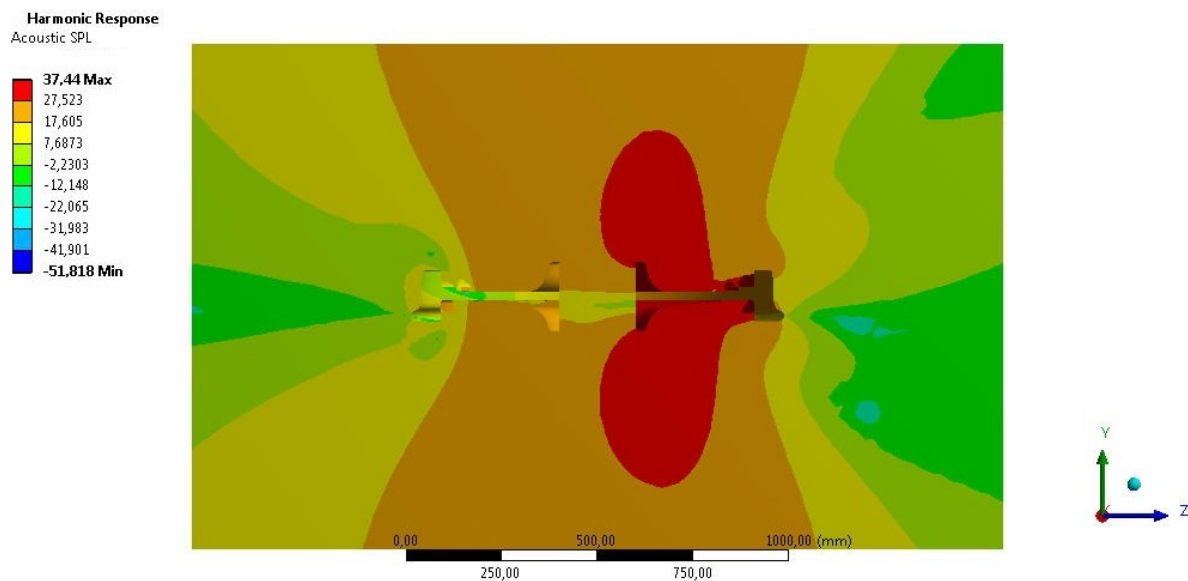
$L_p$       hladina akustického tlaku

$p$       akustický tlak

$p_0$       referenční hodnota akustického tlaku  $20\mu\text{Pa}$

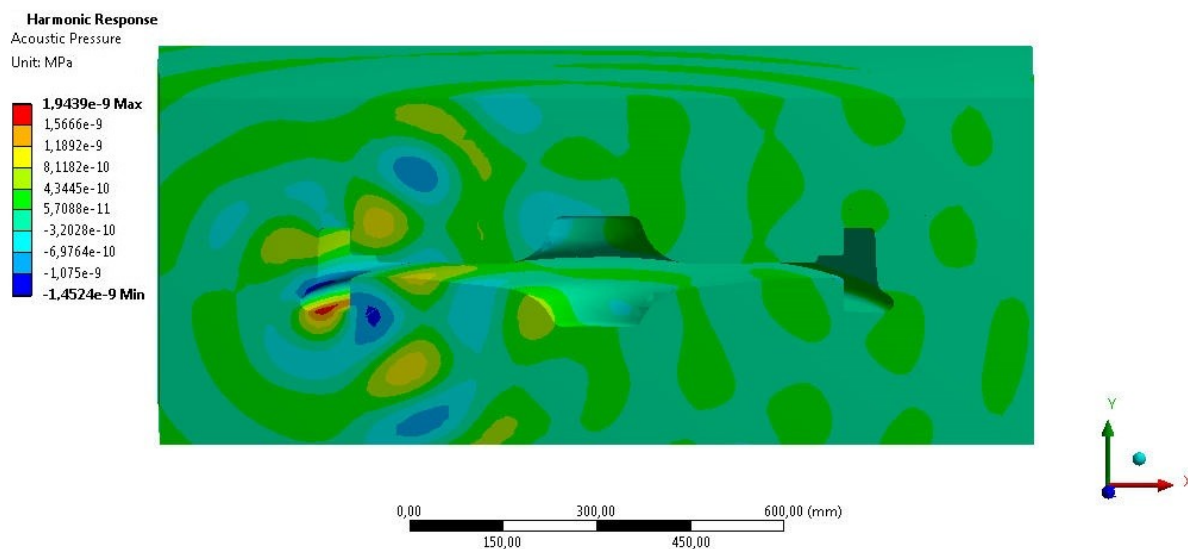


Obrázek 31 - Vypočtený akustický tlak v rovině ZX pro frekvenci 630,48Hz

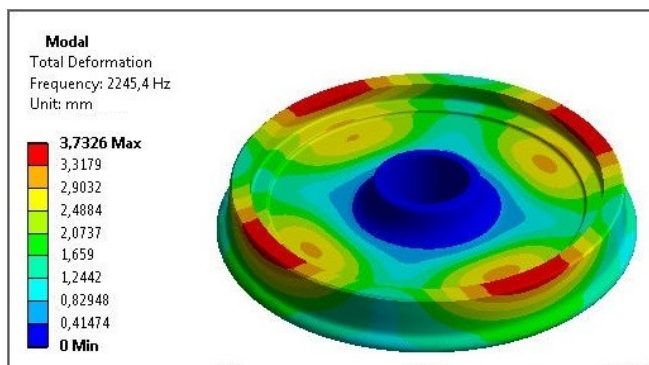


**Obrázek 32 - Vypočtená hladina akustického tlaku pro frekvenci 630,48Hz**

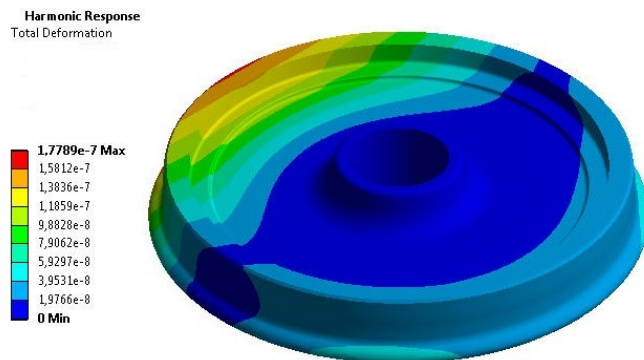
Pro lepší vizualizaci výsledných polí akustických tlaků byl druhý konečno-prvkový model s řešením okolo frekvence 2245,35Hz rozříznut rovinou YX a ZX.



**Obrázek 33 - Vypočtený akustický tlak v rovině YX pro frekvenci 2245,35Hz**

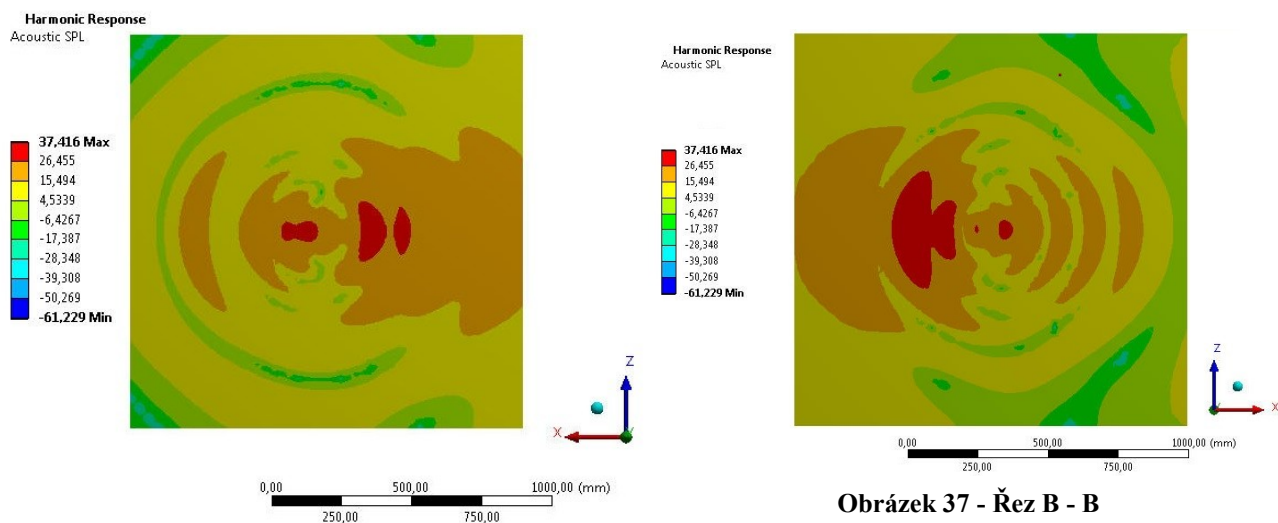


**Obrázek 34 - Modální analýza**

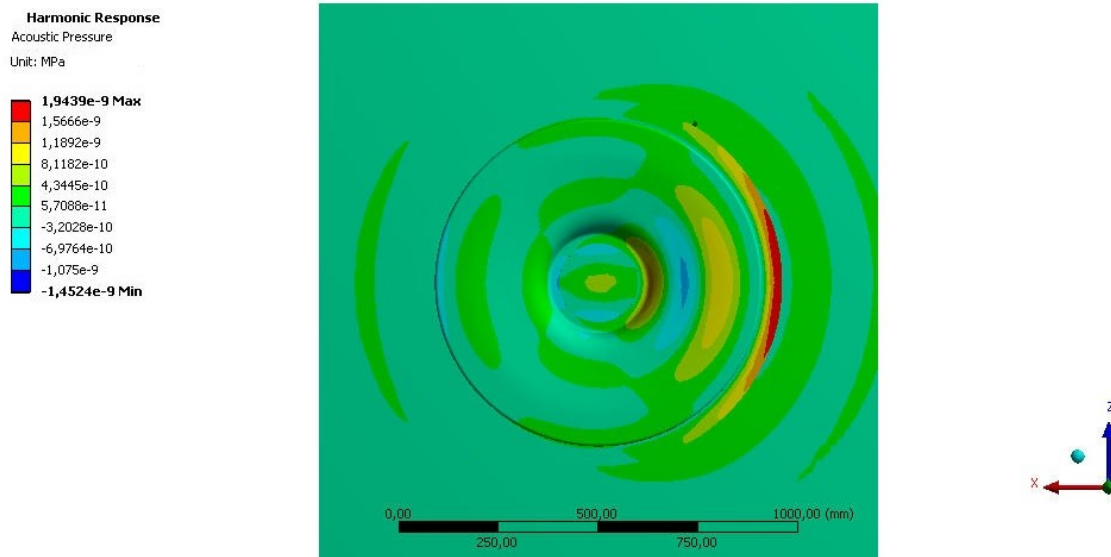


**Obrázek 35 - Harmonická analýza**

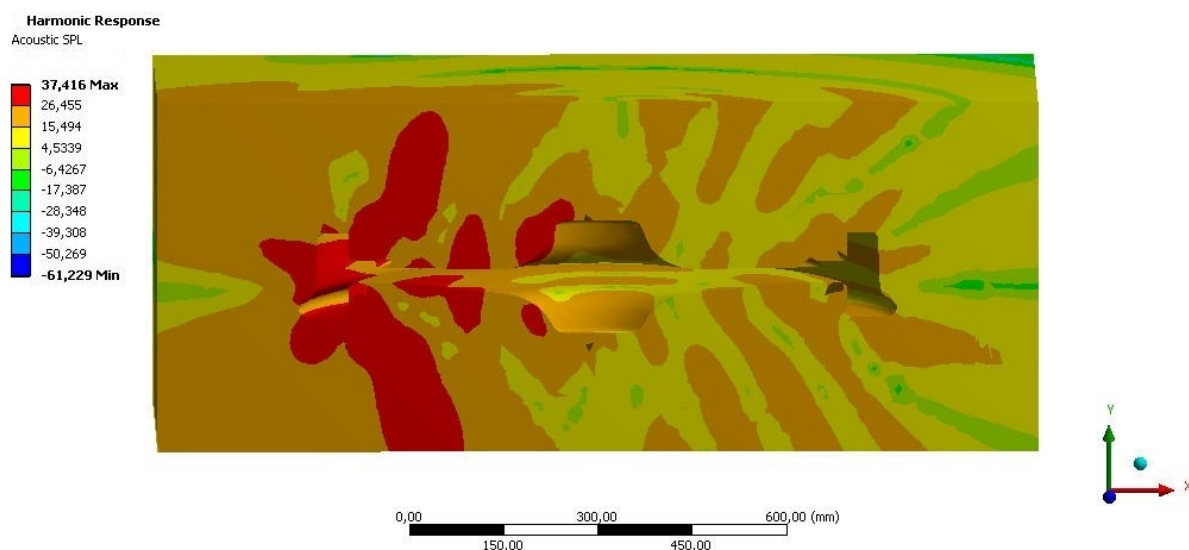
Z obrázku číslo 34 a 35 je patrné že budící síla má vliv na tvar vybuzení.



Na obrázku číslo 36 a 37 je vidět jak se liší hladiny akustických tlaků nad modelem železničního kola v řezu A – A a pod železničním kolem v řezu B – B. Oba tyto řezy jsou vzdáleny od železničního kola o vzdálenost jedné vlnové délky viz obrázek 30.



Obrázek 38 - Vypočtený akustický tlak v rovině ZY pro frekvenci 2245,35Hz



**Obrázek 39 – Vypočtená hladina akustického tlaku pro frekvenci 2245,35Hz**

Z obrázku číslo 29 – 34 je vidět jak se model železničního kola chová pod budící silou ve volném akustickém poli.

### Závěr

Předložená diplomová práce řeší problematiku dynamické analýzy a následný výpočet akustických vlastností železničního kola vyráběného společností BONASTRANS GRUP a.s. Výsledky a postupy ověřené při řešení této diplomové práce budou velmi užitečné pro stanovení standardních postupů při návrhu železničních kol předepsaných akustických vlastností, což se v současnosti stává pro společnost BONASTRANS GRUP a.s. nevyhnutelnou nutností. V úvodní části práce byl proveden teoretický rozbor řešeného problému, na jehož základě byly dále navrženy metody řešení. Praktická část diplomové práce začíná řešením úlohy modální analýzy a harmonické analýzy na matematickém modelu jednoduchého ohýbaného nosníku, na který byla nanášena tenká vrstva tlumivého materiálu. Cílem tohoto postupu bylo získat základní představu o chování matematického modelu, u něhož bylo při harmonické analýze použito frekvenčně závislé tlumení. V další části práce byla provedena modální analýza na různých variantách konečno-prvkové sítě modelu řešeného železničního kola. Po výběru optimální varianty navržené konečno-prvkové sítě byla na tomto modelu vyřešena úloha harmonické analýzy mechanických vibrací, a to pro dva vybrané vlastní tvary kmitání, které byly shledány za významné zejména z pohledu vlivu tvaru kmitání na mechanické a akustické odezvy vybuzeného železničního kola. Posledním bodem praktické části této diplomové práce bylo řešení úlohy hluku vyzářeného železničním kolem do akustického vzduchového prostoru při harmonickém buzení kola.

Řešením práce byl splněn cíl stanovit vibrační vlastnosti kola v celém uvažovaném frekvenčním rozsahu a ze získaných výsledků kmitání vyzařujícího povrchu byl stanoven vyzářený mechanický výkon povrchem kola. Tento výkon byl pro ověření funkčnosti vypočten pouze pro dvě vybrané budící frekvence. Výpočet vyzářeného výkonu je realizován užitím maker, která jsou použitelná pro libovolné vyhodnocované frekvence kmitání kola, což umožňuje zjistit spektrum vyzařované energie kola. Tento údaj se tak stává snadno dostupným a velice užitečným parametrem při posuzování vibro-akustických vlastností kola.

Následnou simulací vibro-akustického jevu kola, tzn. výpočtem pole akustických tlaků vyvolaných vibrujícím povrchem kola, bylo docíleno ověření reálných možností stanovení akustických veličin v blízkém okolí kola, a to pouze na základě numerické simulace. Tyto výpočty byly pro ověření provedeny opět pouze pro dvě vybrané budící frekvence, přičemž bylo zjištěno, že velikost modelu je pro soudobé výpočetní stanice zcela vyhovující a časová náročnost simulace pro jednu frekvenci je cca 30 až 45 minut.

Lze konstatovat, že zjištěné číselné výsledky vlastních frekvencí a hladin vyzářené energie a hladin akustického tlaku pro vybrané dvě budící frekvence velmi dobře korelují s příslušnými výsledky zjištěnými měřeními na fyzickém díle železničního kola. Řešení této diplomové práce bylo také zjištěno, že pouze pro MKP síť kola vytvořenou rotačním vytažením plošné sítě profilu nedochází ke štěpení násobných vlastních frekvencí na dvě odlišné.

Výsledky vyřešené úlohy mohou již nyní sloužit pracovníkům výzkumu společnosti BONASTRANS GROUP a.s. Bohumín, použité postupy a metody řešení lze nejen využívat, ale i dále rozvíjet a uzpůsobovat aktuálním potřebám.

### Seznam použité literatury

- [1] Ansys, Inc. *ANSYS 14.5 Release Product Documentation*, SAP, Inc., 2013 V elektronické podobě dostupné jako součástí instalace programu ANSYS 14.5
- [2] BREPTA, Rudolf, *Mechanické kmitání*. 1.vyd. Praha: Sobotáles, 1994, 589 s ISBN 80-901-6848-5
- [3] NOVÝ, Richard, *Hluk a chvění*. 2.vyd. Praha: ČVUT, 1995, 389 s, ISBN 80-010-2246-3
- [4] HASSALL, J. R., K ZAVERI a M. PHIL, *Acoustic Noise Measurement*. 5. Vyd. Nearum: Bruel&Kjar, 1988 310 s. ISBN 87-87355-07-21-3
- [5] SLÁVIK, Jaromír a Ctirad KRATOCHVÍL. *Mechanika těles - Dynamika*. VUT Brno.
- [6] JPEŠEK, Luděk, Jan VESELÝ, František VANĚK, Vítězslav BULA a Jan CIBULKA. *Stanovení tlumící směsi EPDM na zkušebních vzorcích při různých teplotách: Výzkumná zpráva z 1419/08*. Ústav termomechaniky AV ČR. 2008.
- [7] ASTM E756 - 05. *Standard Test Method for Measuring Vibration - Damping Properties of Materials*.
- [8] KRYLOV, Ed. by V. V. *Noise and vibration from high-speed trains*. London: Telford, 2001. ISBN 07-277-2963-2.
- [9] THOMPSON, D, Chris JONES a Pierre-Etienne GAUTIER. *Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control*. 1st ed. Boston: Elsevier, c2009, xv, 518 p. ISBN 00-804-5147-0.
- [10] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1995, 389 s. ISBN 80-010-2246-3.
- [11] ING. BISKUP, Martin. *Numerické modelování šíření zvuku a inženýrské aplikace*. Ostrava, 2003. Autoreferát doktorské disertační práce. VŠB-TUO. Vedoucí práce prof. Ing. Jan Ondrouch, CSc.